



TUGAS AKHIR - MM091381

**ANALISA RANCANGAN *PIPE SUPPORT* PADA SISTEM
PERPIPAAN *HIGH PRESSURE VENT* BERDASARKAN
STRESS ANALYSIS DENGAN PENDEKATAN CAESAR II**

PARADA ANUGERAH PRIDYATAMA
NRP. 2710100025

Pembimbing
Budi Agung Kurniawan ,S.T.,M.Sc.

JURUSAN TEKNIK MATERIAL DAN METALURGI
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



FINAL PROJECT - MM091381

**ANALYSIS PIPE SUPPORT DESIGN OF HIGH
PRESSURE VENT PIPING BASED STRESS ANALYSIS
APPROACH TO CAESAR II**

PARADA ANUGERAH PRIDYATAMA
NRP. 2710100025

Supervisor
Budi Agung Kurniawan ,S.T.,M.Sc.

MATERIAL AND METALLURGICAL ENGINEERING
DEPARTEMEN
Faculty of Industrial Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2014

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan


**LEMBAR PENGESAHAN
TUGAS AKHIR**

**ANALISA RANCANGAN *PIPE SUPPORT* PADA SISTEM
PERPIPAAN *HIGH PRESSURE VENT* BERDASARKAN
STRESS ANALYSIS DENGAN PENDEKATAN CAESAR II**

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Akademik Untuk
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik (S.T)
Jurusan Teknik Material dan Metalurgi
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :
PARADA ANUGERAH PRIDYATAMA
NRP. 2710 100 025

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

Budi Agung Kurniawan ,S.T.,M.Sc.  (Pembimbing)



ANALISA RANCANGAN *PIPE SUPPORT* PADA SISTEM PERPIPAAN *HIGH PRESSURE VENT* BERDASARKAN STRESS ANALYSIS DENGAN PENDEKATAN CAESAR II

Nama : Parada Anugerah Pridyatama
NRP : 2710100025
Jurusan : Teknik Material dan Metalurgi
Dosen Pembimbing : Budi Agung Kurniawan,S.T.,M.Sc.

ABSTRAK

Perancangan sistem perpipaan yang baik dan aman sangat dibutuhkan untuk menjamin kelangsungan proses produksi serta menjamin keamanan. Untuk mengatasi besarnya tegangan yang terjadi akibat pembebanan maka diperlukan analisis. Pada tugas akhir ini akan dianalisis tegangan Pipaan *High Pressure Vent* dengan pendekatan CAESAR II dan dengan batasan Allowable Stress dari ASME B31.3.

Pada hasil *Stress Hydrotest Load* masing masing segmen node tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan yaitu 35000 psi. Stress yang terjadi pada Hydrotest Load, besar stress yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **13606.2 psi**. Pada hasil *Stress Sustained load* masing masing segmen node tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan yaitu 20000 psi, besar stress yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **8106.1 psi**. Pada hasil *Stress Thermal load* masing masing segmen node menggunakan support Resting maupun Guide-Resting tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan. stres yang paling besar terjadi pada jenis support Guide-Resting terjadi pada node 775 yaitu sebesar **11590,8 psi**.

Untuk hasil nozzle check pada kondisi Thermal load besarnya moment arah longitudinal, melebihi batasan allowable yang diijinkan untuk jenis support resting maupun jenis support guide, maka diberikan 4 support pada pipa yang mendekati nozzle vessel.

Kata Kunci : Tegangan,Hydrotest,Sustained,Thermal,Nozzle

ANALYSIS PIPE SUPPORT DESIGN OF HIGH PRESSURE VENT PIPING BASED STRESS ANALYSIS APPROACH TO CAESAR II

Name : Parada Anugerah Pridyatama
NRP : 2710100025
Major : Material dan Metallurgical Engineering
Supervisor : Budi Agung Kurniawan,S.T.,M.Sc.

ABSTRAK

Good piping system design and safety are needed to ensure the continuity of the process as well as ensure the safety. To overcome the the amount of stress that occurs as a result of the imposition of the necessary analysis. In this thesis would stress analysis of High Pressure Vent with CAESAR II approach and Allowable Stress Based on ASME B31.3.

Load Stress on the results of each segment hydrotest no nodes that exceed allowable limits allowable stress is 35000 psi. greatest Hydrotest stress occur at the node 740 is equal to 13606.2 psi. Sustained stress load on the results of each segment there are no nodes that exceed allowable limits allowable stress is 20000 psi, greatest Sustained stress occur at the node 740 is equal to 8106.1 psi. Thermal Stress load on the results of each segment using the support nodes and Guide-Resting Resting no allowable stress exceeds the allowable limit. The greatest stress occurs in the type of support Guide-775 Resting occurs at the node is equal to 11590.8 psi.

For the nozzle check on the condition of moment magnitude Thermal load longitudinal, hoop moment exceeds the allowable limit allowable, to reduce the magnitude of the moment, added 4 support on the pipe approaching vessel.

Keyword : Stress, Hydrotest,Sustained,Thermal,Nozzle

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT atas segala rahmat, ridho, dan hidayah-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik dan lancar. Penulis juga mengucapkan shalawat serta salam kepada Rasulullah Muhammad SAW yang telah memberikan teladan bagi seluruh umat manusia.

Tugas akhir yang berjudul **“ANALISA RANCANGAN PIPE SUPPORT PADA SISTEM PERPIPAAN HIGH PRESSURE VENT BERDASARKAN STRESS ANALYSIS DENGAN PENDEKATAN CAESAR II”** ini disusun sebagai salah satu syarat untuk menyelesaikan pendidikan kuliah di Program Studi Teknik Material dan Metalurgi dan memperoleh gelar Sarjana Teknik (S.T.).

Penulis menyadari penyusunan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bantuan dan bimbingan berbagai pihak, oleh karena itu penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT, karena tanpa rahmat dan ridhoNya penulis tidak bisa mengerjakan Tugas Akhir ini dengan baik dan lancar.
2. Ayah dan Ibu (Priantono Soebekti, SH dan Widyastoeti S). Yang telah membiayai kuliah saya, yang terus mendoakan penulis , dan selalu memberikan semangat kepada penulis agar dapat menyelesaikan perkuliahan ini dengan baik.
3. Dua partner penulis Asvin dan Andis yang bersama sama mengerjakan Tugas Akhir ini dengan baik, dengan saling memberi masukan dan Saling mengingatkan satu sama lain.
4. Bpk.Budi Agung Kurniawan,S.T.,M.Sc. Selaku dosen pembimbing penulis yang terus menerus membimbing dan memberi arahan.
5. Dosen Penguji bpk. Lukman N.,ST.,M.Si, bpk Dr. Sungging P.ST.,MT., dan Ir. Rochman Rochiem, M.Sc. yang memberikan masukan dalam penulisan tugas akhir ini.

6. Bpk. Sigit Catur Nugroho selaku *Head Departemen Piping* dan Bpk. Eko Waskito sebagai *Lead Material* di perusahaan Tripatra yang telah menerima penulis untuk magang di perusahaan tersebut.
7. Pak Ferdian, yang memberikan bimbingan dan masukan terhadap tugas akhir ketika penulis magang di perusahaan Tripatra.
8. Pak Niko, Pak Dedi, Mbak Rara, dan Mbak Latifah, Putri karyawan di perusahaan Tripatra yang memberikan rasa kekeluargaan dan semangat di perusahaan tersebut.
9. Tata, teman MT 12 yang telah membantu penulis agar dapat magang di perusahaan Tripatra.
10. Teman Teman MT 12 yang telah memberikan rasa kekeluargaan, dan kebersamaan selama empat tahun terakhir.
11. Keluarga penulis, yang memberikan semangat untuk mengerjakan tugas akhir ini.
12. Dan seluruh pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan perkuliahan di ITS.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Oleh karena itu penulis sangat mengharapkan saran dan kritik yang membangun agar dapat menjadi lebih baik lagi. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan khususnya dalam bidang teknik perpipaan.

Surabaya, 11 Juli 2014,
Penulis

Parada Anugerah Pridyatama
NRP.2710100025

DAFTAR ISI

Cover.....	i
Lembar Pengesahan.....	iii
Abstrak	v
Abstrak	vii
Kata Pengantar	ix
Daftar Isi.....	xi
Daftar Gambar.....	xiii
Daftar Tabel.....	xv
Daftar Simbol	xxi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Manfaat.....	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Perpipaan.....	5
2.1.1 Pipa.....	5
2.1.2 Fitting (Sambungan).....	9
2.1.3 Komponen Perpipaan	12
2.1.4 Pipe Support	19
2.2 Critical Line.....	24
2.3 Analisa Tegangan Pipa.....	25
2.4 Tegangan Pipa	26
2.4.1 Tegangan Normal.....	26
2.4.2 Tegangan Geser.....	30
2.5 Beban.....	31
2.5.1 Sustained Load.....	32
2.5.2 Thermal Load.....	34
2.6 Allowable Stress.....	42
2.7 Nozzle Displacement.....	43
2.7.1 <i>Vessel</i>	44
2.8 Software CAESAR II.....	45

BAB III METODOLOGI PERCOBAAN	
3.1 Diagram Alir Percobaan.....	49
3.2 Penjelasan Alir Percobaan.....	50
3.3 Data Sistem Perpipaian.....	53
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Isometric Perpipaian.....	55
4.2 Jarak Antar Support.....	57
4.3 Hasil Perhitungan CESAR II	
4.3.1 Hidrotest Load.....	66
4.3.2 Sustained Load	68
4.3.3 Thermal Expantion Load.....	70
4.4 Hasil Perhitungan Manual	
4.4.1 Hasil Perhitungan Manual Thermal Load	72
4.4.2 Hasil Perhitungan Stress Sustained Load.....	82
4.5 Hasil Nozzle Check	85
4.6 Pembahasan	89
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan.....	93
5.2 Saran.....	95
DAFTAR PUSTAKA	97
LAMPIRAN 1 HASIL CAESAR	109
LAMPIRAN 2 GAMBAR DISTRIBUSI	
TEGANGAN.....	115
LAMPIRAN 3 REFERENSI	111

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Stress Range Factor.....	43
Tabel 2.2 Allowable Load For Vessel Class 150.....	45
Tabel 4.1 Tabel Panjang dan Berat Pipa 20 Inch.....	58
Tabel 4.2 Tabel Modulus Section.....	59
Tabel 4.3 Tabel data Allowable Pipe Spa Maksimum Stress.....	60
Tabel 4.4 Tabel Momen Inersia.....	60
Tabel 4.5 Data Allowable Span Maksimum Defleksi	61
Tabel 4.6 Tabel Panjang dan Berat Pipa 24 Inch.....	62
Tabel 4.7 Modulus Section Pipa 24 Inch	64
Tabel 4.8 Data Allowable Pipe Span maksimum Stress Pada Pipa 24 Inch.....	64
Tabel 4.9 Momen Inersia pada pipa 24 Inch.....	65
Tabel 4.10 Pipe Span Pipa 24 Inch dengan maksimum Defleksi.....	65
Tabel 4.11 Penentuan Centroid.....	74
Tabel 4.12 Titik Centroid.....	74
Tabel 4.13 Penentuan <i>Product Of Inertia</i>	76
Tabel 4.14 Penentuan <i>Momen Inertia</i> Sumbu x.....	76
Tabel 4.15 Penentuan <i>Momen Inertia</i> Sumbu z.....	77
Tabel 4.16 ata untuk Menghitung Gaya pada Centroid	77
Tabel 4.17 Hasil Gaya yang terjadi pada Centroid	77
Tabel 4.18 Perbandingan Perhitungan Teg. Bending Manual dan Software.....	80
Tabel 4.19 Perbandingan Perhitungan Teg. Termal Manual dan Software.....	81
Tabel 4.20 Hasil Perhitungan Tegangan Axial pipa 20 Inch... 83	83
Tabel 4.21 Hasil Momen Maksimum.....	84
Tabel 4.22 Hasil Tegangan Bending.....	84
Tabel 4.23 Hasil Stress Sustained Load.....	85
Tabel 4.24 Hasil Beban pada Nozzle Check.....	86

Tabel 4.25 Hasil Moment pada Nozzle Check	87
Tabel 4.26 Hasil Beban Nozzle Setelah diberi tambahan Support.....	87
Tabel 4.27 Hasil Momen Nozzle Setelah diberi tambahan Support	88
Tabel 4.28 Besarnya Stress yang terjadi pada Support yang baru.....	88
Tabel 6.3 Hasil CAESAR II pada Hidrotest Load pipa 20 Inch	96
Tabel 6.2 Hasil CAESAR II pada Sustained Load pipa 20 Inch.....	97
Tabel 6.4 Hasil CAESAR II pada Hidrotest Load pipa 24 Inch.....	98
Tabel 6.4 Hasil CAESAR II pada Sustained Load pipa 24 Inch.....	100
Tabel 6.5 Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Thermal Expansion untuk pipa 20 Inch.....	101
Tabel 6.6 Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Thermal Expansion untuk pipa 24 Inch.....	103

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Perbedaan diameter dalam dan diameter luar pipa	7
Gambar 2.2 Perbedaan Schedule number pipa berdiameter 2 inch	7
Gambar 2.3 Buttwelded pipe	8
Gambar 2.4 Seamless Pipe	9
Gambar 2.5 Spiral Welded Pipe	9
Gambar 2.6 Perbedaan Elbow 45^0 dengan 90^0	10
Gambar 2.7 Tee	11
Gambar 2.8 Reducer Concentric dan Reducer Eccentric	11
Gambar 2.9 <i>Blind Flange</i> dengan bentuk <i>Flat face</i>	12
Gambar 2.10 <i>Weld Neck Flange</i> dengan bentuk <i>Raised Face</i>	13
Gambar 2.11 <i>Ring Gasket</i>	14
Gambar 2.12 <i>Full Face Gasket</i>	14
Gambar 2.13 Spectacle Blind	14
Gambar 2.14 Machine Bolt	15
Gambar 2.15 Stud Bolt	15
Gambar 2.16 Wye Strainer	16
Gambar 2.17 Basket Strainer	16
Gambar 2.18 Gate Valve	17
Gambar 2.19 Check Valve	18
Gambar 2.20 Globe Valve	18
Gambar 2.21 Ball Valve	19
Gambar 2.22 Rigid Hanger	22
Gambar 2.23 Shoes Support	22
Gambar 2.24 Trunnions	22
Gambar 2.25 U clamps	23
Gambar 2.26 Anchor	23
Gambar 2.27 Diagram Proses Analisa Tegangan pipa di Engineering	26
Gambar 2.28 Longitudinal Stress	27
Gambar 2.29 Tegangan Tekuk (<i>Bending Stress</i>)	28
Gambar 2.30 Tegangan Tekan	29
Gambar 2.31 Tegangan Torsi	30

Gambar 2.32 Centre Gravity pada Pipa Lurus Pada Bidang Proyeksi.....	36
Gambar 2.33 Centre Gravity pada Elbow 90^0 Pada Bidang Proyeksi.....	37
Gambar 2.34 Momen Inersia xy pada Pipa lurus pada bidang proyeksi sejajar dengan salah satu sumbu	38
Gambar 2.35 Momen Inersia xy pada Elbow 90^0 pada bidang proyeksi	39
Gambar 2.36 Momen Inersia pada Pipa Lurus pada bidang Proyeksi.....	40
Gambar 2.37 Momen Inersia pada Elbow 90^0 pada bidang Proyeksi.....	41
Gambar 2.38 Pressure Vessel	44
Gambar 2.39 Ilustrasi Caesar II.....	46
Gambar 2.40 <i>Icon Error Check</i>	47
Gambar 2.41 System perpipaan yang akan Stress Analysis ...	47
Gambar 3.1 Diagram Alir Percobaan.....	50
Gambar 4. 1 Rangkaian <i>Pipa High Pressure</i> Vent.....	55
Gambar 4. 2 Gambar Sistem pipa Isometric 1.....	55
Gambar 4. 3 Gambar Sistem pipa Isometric 2.....	56
Gambar 4. 4 Gambar Sistem pipa Isometric 3.....	56
Gambar 4. 5 Gambar Sistem pipa Isometric 4.....	56
Gambar 4. 6 Gambar Sistem pipa Isometric 5.....	57
Gambar 4.7 Grafik Hasil Stress Hydrotest Load Dengan Support Resting pada Pipa 20 Inch	67
Gambar 4.8 Hasil Stress Hydrotest dengan Suppoert Resting pada pipa 24 Inch.....	68
Gambar 4.9 Hasil Sustained Load dengan Support Resting pada Pipa 20 Inch	69
Gambar 4.10 Hasil Sustained Load dengan Support Resting pada Pipa 24 Inch	70
Gambar 4.11 Stress Thermal Expansion pada pipa 20 Inch...	71
Gambar 4.12 Hasil Stress Thermal Load pada pipa 24 Inch..	72
Gambar 4. 13 Segmen Node 145 – 170.....	73

Gambar 4. 14 Jarak antara Centroid dengan Centre Of Gravity	75
Gambar 4. 15 Hasil perbandingan Tegangan Bending Manual dan Software	80
Gambar 4. 16 Hasil perbandingan perhitungan manual Stress Thermal Load dengan Software	82
Gambar 4. 17 Segmen node 170-175	83
Gambar 4. 18 Arah Beban Axial, Longitudinal dan Tangensial.	85
Gambar 4. 19 Pipa yang terhubung dengan Nozzle	86
Gambar 4. 20 Penambahan Support pada Pipa yang terhubung dengan Nozzle Vessel	89
Gambar 6.1 Distribusi Stress pada Isometric 1 dengan Kondisi Hydrotest	106
Gambar 6.2 Distribusi Stress pada ISometric 1 dengan kondisi Sustained.....	106
Gambar 6.3 Distribusi Stress pada Isometric 1 dengan kondisi Expantion.....	106
Gambar 6.4 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan Kondisi Hydrotest	107
Gambar 6.5 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan kondisi Sustained.....	107
Gambar 6.6 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan kondisi Expantion.....	107
Gambar 6.7 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan Kondisi Hydrotest	108
Gambar 6.8 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan kondisi Sustained.....	108
Gambar 6.9 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan kondisi Expantion.....	108
Gambar 6.10 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan Kondisi Hydrotest	108
Gambar 6.11 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan kondisi Sustained.....	108

Gambar 6.12 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan kondisi Expantion.....	109
Gambar 6.13 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan Kondisi Hydrotest	109
Gambar 6.14 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan kondisi Sustained.....	109
Gambar 6.15 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan kondisi Expantion.....	109



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Tripatra merupakan perusahaan yang bergerak dibidang EPC (*Engineering, Procurement, and Construction*) bertugas sebagai merancang desain proses hingga membuat desain Plan, Pengadaan material untuk pembangunan plan dan bertugas mekonstruksi plan sesuai dengan desain yang telah dibuat. Pada saat ini Tripatra sendiri mendapat Proyek Pembangunan Plan Produksi yang bernama Senoro Gas Development Project yaitu plan produksi Gas antara PT. Pertamina dengan PT. Medco Energi yang bernama Joint Operating Body Pertamina-Medco E&P Tomoro Sulawesi

Didalam sebuah Plant, baik itu LNG Plant, *Petrochemical Plant, Fertilizer Plant, Nuclear Plant, Geothermal Plant, Gas Plant*, baik di *On-Shore* maupun di *Offshore*, semuanya mempunyai dan membutuhkan Piping. Piping adalah jalur perpipaan yang menghubungkan antara line dalam satu plan produksi. Piping mempunyai fungsi untuk mengalirkan fluida dari satu tempat ke tempat lainnya. Fluida yg berada didalamnya bisa berupa gas, air, ataupun *Vapour* yang mempunyai temperature tertentu. Karena umumnya material pipa terbuat dari metal, maka sesuai dengan karakteristiknya, pipa akan mengalami pemuaiian jika dipanaskan dan akan mengalami pengkerutan apabila didinginkan. Setiap kejadian pemuaiian ataupun pengkerutan dari pipa tadi, akan menimbulkan pertambahan ataupun pengurangan panjang pipa dari ukuran semula, dalam skala horizontal.

Perancangan sistem perpipaan yang baik dan aman sangat dibutuhkan untuk menjamin kelangsungan dari proses serta menjamin umur pemakaian dari sistem pemipaan sesuai dengan siklus rancangan. Parameter aman sendiri adalah ketika pipa mampu menahan beratnya sendiri pada kondisi pembebanan karena tekanan pipa internal dan berat yang terdapat pada pipa serta karena Pembebanan pengaruh Temperatur. Namun, pada



kenyataannya dilapangan masih ditemukan kegagalan-kegagalan yang terjadi pada sistem pipa, baik pada saat instalasi maupun operasi. Hal tersebut bisa dipengaruhi oleh beberapa faktor pembebanan yang terjadi selama pipa tersebut terpasang, bisa faktor pembebanan karena alam, pembenanan ketika pipa belum beroperasi maupun pembebanan ketika pipa telah beroperasi. Untuk itu perlu adanya perhitungan analisis stress untuk mengetahui seberapa besar tegangan yang mampu diterima oleh pipa maupun equipment pendukung agar tidak terjadi kegagalan.

Support adalah alat yang digunakan untuk menahan atau memegang sistem perpipaan. *Support* dirancang untuk dapat menahan berbagai macam bentuk pembebanan baik karena desain dan berat pipa (*Sustain Load*) serta karena Temperatur (*Thermal Load*). Penempatan *support* harus memperhatikan dari pergerakan sistem perpipaan terhadap profil pembebanan yang mungkin terjadi pada berbagai kondisi. Karena betapa pentingnya peran daripada *Support* ini, maka perlu adanya sebuah perencanaan yang baik untuk merancang desain *pipe support* agar mampu menahan tegangan dari berbagai macam pembebanan.

Pada tugas akhir ini akan dilakukan perancangan *Pipe Support* dan analisa tegangan yang mengacu pada code atau standard ANSI/ASME B31.3 *pada Line High Pressure Vent*. Dimana analisis tegangan dilakukan dengan menggunakan bantuan program CAESAR II.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan dari tugas akhir ini adalah :

1. Bagaimana Distribusi tegangan yang terjadi pada pipa setelah dilakukan peletakkan *pipe support*.
2. Bagaimana Distribusi gaya dan moment yang terjadi pada nozzle equipment sistem perpipaan setelah dilakukan peletakkan *pipe support*.



1.3 Batasan Masalah

Batasan-batasan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Material Pipa dianggap homogen dan bebas cacat pada saat melakukan analisa.
2. *Flange* dan *Valve* dimodelkan sebagai elemen *rigid* dengan menambah berat pada model.
3. Faktor lingkungan luar seperti gempa, angin, dan korosi diabaikan.
4. Kecepatan fluida konstan sehingga diabaikan.
5. Stress yang dianalisa berada di node penempatan titik support

1.4 Tujuan

- ❖ Menganalisa Distribusi Tegangan yang terjadi pada sistem pipa.
- ❖ Menganalisa Distribusi besarnya Gaya dan Moment pada *nozzle vessel* dan pompa.

1.5 Manfaat

Manfaat utama dari penyusunan tugas akhir ini adalah untuk mendapatkan penggunaan *pipe support* sampai analisa tegangan pipa sebuah sistem perpipaan yang aman untuk operasi sesuai dengan *code* dan *standard* yang ada, dengan menggunakan program CAESAR II.



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)



BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan merupakan hal yang terpenting dalam Industri, sistem perpipaan menjadi penghubung antara *equipment* satu dengan *equipment* lain dalam suatu plan maupun diluar plan yang bertujuan pengangkut fluida dan tempat proses produksi. Karena peran daripada sistem perpipaan yang sangat vital tersebut, maka perlu adanya ketahanan yang baik dalam sistem perpipaan agar mampu berfungsi dengan baik.

Sistem perpipaan sendiri terdapat berbagai macam bentuk dan memiliki fungsi yang berbeda beda semua disesuaikan dengan kebutuhan dalam sistem produksinya. Berbagai macam bentuk Sistem perpipaan sendiri memiliki bentuk dan dimensi yang berbeda beda pula. Adapun bagian dari sistem perpipaan itu sendiri antara lain terbagi dari pipa itu sendiri, kemudian Sambungan Pipa (*Fitting*) seperti, *Tie*, *reducer*, *elbow* dan komponen perpipaan lainnya seperti *Flange*, *gasket*, *Bolt* dan *Nuts*, *Spectacle Blind Valve*, dan juga *pipe support*.

Dalam semua komponen system perpipaan sendiri terdapat *rating temperatur class* yaitu kode yang menunjukkan batasan maksimum pressure yang mampu diterima komponen tersebut pada kondisi temperature tertentu. Sebagai contoh flange memiliki rating class 300# maka, berdasarkan ASME B16.5 dengan kode rating class 300# pada kondisi temperature -20-100 °F memiliki batasan pressure 290 psi. Hal ini berguna dalam data untuk perhitungan stress analisis.

2.1.1 Pipa

Pipa terbuat dari silinder berongga yang digunakan untuk menghantarkan suatu fluida atau untuk mendistribusikan fluida yang bertekanan. Umumnya pipa terbuat dari suatu material yang mudah untuk digunakan yang disesuaikan dengan kondisi kondisi tertentu.



Pipa memiliki berbagai macam ukuran, pada ukuran standart pipa dinyatakan dengan NPS (*Nominal Pipe Size Standart*) yang menunjukkan nilai ukuran pipa dengan angka yang tertulis setelahnya. Nilai pipa dengan diameter luar yang ada biasanya berbeda beda nilai diameter dalamnya, hal ini bergantung pada *schedule number*.

Pipa digunakan untuk berbagai keperluan dan ukuran serta kekuatan yang berbeda-beda. Untuk menentukan keseragaman agar sesuai dengan kegunaanya maka dibuatlah standarisasi internasional. Standarisasi Internasional pipa meliputi :

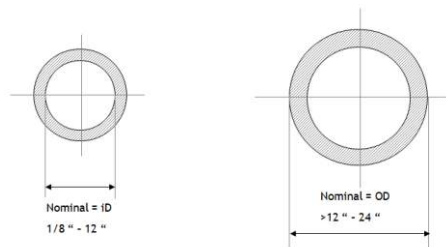
1. Standard ukuran
2. Standard panjang
3. Standard material

Standard ukuran yang biasa digunakan dalam standard internasional adalah standard ukuran diameter pipa.

- a. Diameter dalam (ID = Inside Diameter)
- b. Diameter luar (OD = Outside Diameter)
- c. Diameter Nominal (*Nominal Pipe Size Standart*)

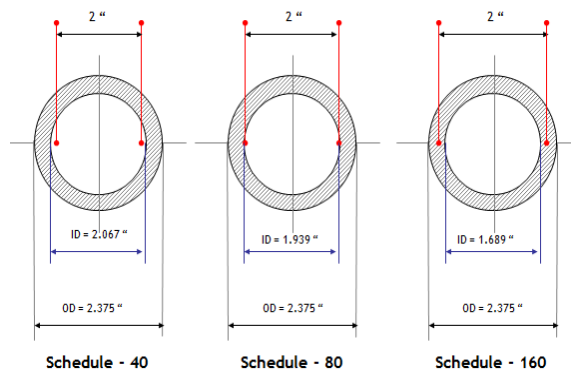
Menurut ANSI (*American National Standard Institute*) dan ASME (*American Society of Mechanical Engineer*), ukuran diameter pipa ditentukan sebagai berikut:

- a. Untuk ukuran pipa 1/8" – 12" nominal diameter pipa tidak sama dengan diameter luarnya (od)
- b. Untuk ukuran 12" – 24" nominal diameter sama dengan diameter luar (od)



Gambar 2.1 Perbedaan diameter dalam dan diameter luar pipa

Untuk pipa yang memiliki diameter luar sama namun memiliki tebal dinding yang berbeda-beda sesuai dengan diameter *schedule* numbernya.



Gambar 2.2 Perbedaan Schedule number pipa berdiameter 2 inch

Pada gambar 2.2 diameter luar (od) tidak berubah. Sedangkan diameter dalam (id) sesuai dengan nomer *schedule* nya, semakin besar nomor schedule semakin kecil diameternya dan semakin tebal dinding pipanya.

Untuk NPS sendiri banyak digunakan pada Amerika Utara dengan satuan Inchi, sedangkan pada kawasan Eropa menggunakan satuan ukuran Diameter Nominal DN dengan satuan millimeter.

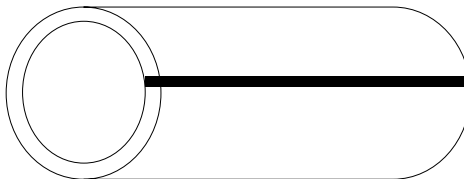


Besarnya nilai *schedule* menyatakan perbandingan rata-rata 1000 P/S dengan nilai P yaitu tekanan fluida kerja dan S yaitu tegangan yang diijinkan dalam satuan psi. Semakin tinggi nilai schedulanya maka semakin tebal dinding pipa tersebut.

Pada standart panjang pipa terdapat bermacam-macam ukuran panjang pipa sesuai dengan istilah teknisnya Uniform Length dengan Panjang 21 ft, Normal Length dengan Panjang 12 ft, dan Cut Length dengan panjang yang disesuaikan dengan order (*Made by order*)

Pada standart material pipa memiliki acuan standard ASTM (*American Standar Testing and Material*) API (*American Petroleum Institute*) dan ANSI (*American National Standard Institute*). Pipa baja karbon adalah jenis yang paling sering digunakan pada industry minyak dan gas. Jenis pipa dibedakan berdasarkan proses manufakturnya, karena pada ANSI B36.10 menetapkan standart jenis pipa dibedakan atas proses manufakturnya seperti pipa *seamless* dan pipa *welded steel pipe*. Adapun jenis pipa yang sering digunakan adalah :

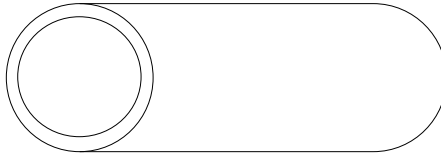
BUTT-WELDED PIPE (*Furnace Welded*) pipa ini dibuat dari pipa datar yang disebut *skelp* , dengan betuk dimensi persegi atau sedikit miring. *Skelp* ini sebagian besar dihasilkan dari baja dengan kandungan fosfor yang tinggi. Pelat *skelp* ini kemudian dibending hingga membentuk dimensi silinder dan kemudian dilas Antara ujung pipa yang sudah *dibending* tersebut seperti gmbar 2.3.



Gambar 2.3 Buttwelded pipe

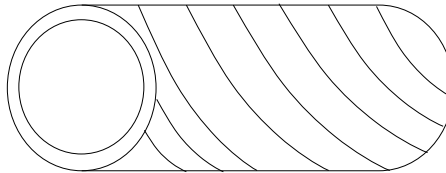


SEAMLESS PIPE adalah pipa yang dalam proses manufaktur tidak menggunakan pengelasan menggunakan proses *hot piercing process* dimana baja silinder ditekan dari luar dengan roll hingga membentuk rongga silinder seperti gambar 2.4.



Gambar 2.4 Seamless Pipe

SPIRAL-WELDED PIPE adalah jenis pipa yang disambung dari pipa pelat yang berbentuk spiral yang kemudian dilas hingga membentuk pipa silinder seperti gambar 2.5.



Gambar 2.5 Spiral Welded Pipe

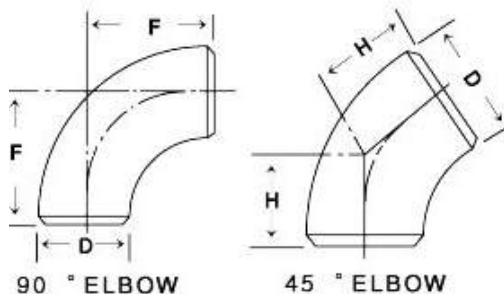
2.1.2 *Fitting* (Sambungan)

Fitting adalah salah satu komponen penting dalam sistem perpipaan karena fungsinya selain untuk menyambung antar pipa juga digunakan untuk membelokkan arah, memperkecil atau memperbesar ukuran pipa, mencabangkan pipa, dan sebagainya. Maka dari itu *Fitting* dibedakan berdasarkan fungsinya yaitu :



a. Elbow

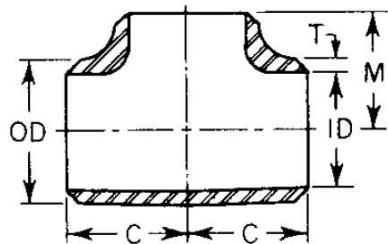
Elbow merupakan jenis fitting yang berfungsi mengubah arah pipa secara menyudut sebesar 45^0 atau 90^0 . Dilihat dari radius belokan elbow ada dua tipe, long radius dan short radius. Untuk long radius besarnya $1.5 \times \text{Diameter}$, sedangkan short radius besarnya $1 \times \text{diameter}$. Dimana elbow 90^0 memiliki ukuran lubang diameter D yang sama dan memiliki dimensi jarak pusat elbow dengan ujung F jaraknya 1.5 NPS sehingga memiliki sudut lekukan 90^0 sedangkan elbow 45^0 memiliki dimensi jarak pusat dengan ujung elbow H yang sama dengan NPS-nya sehingga membentuk sudut lekukan 45^0 Seperti gambar 2.6



Gambar 2.6 Perbedaan Elbow 45^0 dengan 90^0 (Sumber : Piping Handbook)

b. Tee

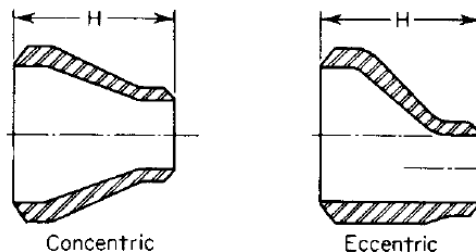
Tee adalah jenis fitting yang mempunyai 3 lubang yang berbentuk seperti huruf “T”. Fitting jenis ini digunakan untuk membuat cabang tegak lurus terhadap pipa utama. Tipe Tee yang paling umum adalah tee yang memiliki ukuran diameter yang sama antara yang masuk (*inlet*) dan (*outlet*) Dimensi ketiga lubang pun sama. Dimana gambar dibawah ini menunjukkan OD sebagai *Outside Diameter*, C sebagai jarak panjang Tee dengan titik tengah, ID sebagai *Inside Diameter*, T sebagai Tebal tee, dan M sebagai Tinggi tee dengan titik tengah, seperti gambar 2.7.



Gambar 2.7 Tee (Sumber : Piping Handbook)

b. Reducer

Merupakan Jenis *Fitting* dengan fungsi untuk mereduksi ukuran perpipaan, bisa dari pipa utama yang lebih besar ukurannya menjadi pipa yang lebih kecil ukurannya, terdapat dua jenis *reducer* yaitu *Concentric reducer* dan *tric eccentric reducer*. *Concentric reducer* memiliki pusat sumbu (*centerline*) yang sama antar penampang yang besar dan yang kecil. Sedangkan *eccentric reducer* memiliki pusat sumbu yang berada (*offset*) antara penampang yang besar dan yang kecil, seperti gambar 2.8.



Gambar 2.8 Reducer Concentric dan Reducer Eccentric (Sumber: Piping Handbook)



2.1.3 Komponen Perpipaan

a. *Flange*

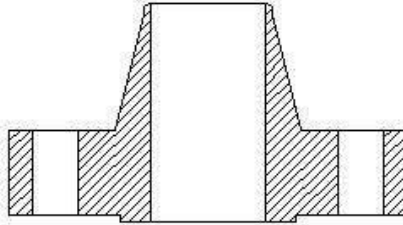
Flange memiliki fungsi sebagai penyambung antara pipa dengan komponen yang lain seperti *Valve*, *Strainer*, *Expansion Joint*, Alat Instrumen, dll. Selain itu flange juga berfungsi sebagai penutup aliran fluida. flange dapat diklasifikasikan dalam satuan *rating* menurut kekuatan terhadap tekanan dan temperatur yaitu 150#, 300#, 600#, 1500#, dan 2500#.

Terdapat berbagai jenis bentuk *face* daripada *flange* yaitu *Flat Face* dimana permukaan daripada flange tersebut datar, *Raised Flanged* yaitu *flange* yang memiliki permukaan yang menonjol, *Lap Joint* Mempunyai muka seperti *raised face* tetapi dapat diselipkan menggunakan pipa. *Ring Face* cincin metal akan diselipkan di muka flange dengan tujuan menghindari terjadinya kebocoran.

Flange memiliki macam macam bentuk seperti *Flange* yang digunakan ntuk menutup ujung perpipaan *Valve* dan *Nozzle Equipment* disebut *Blind Flange* , *Weld Neck Flange* lange jenis ini cocok digunakan untuk tekanan tinggi, temperatur ekstrim, shear impact maupun getaran tinggi, Lebih lanjut, konfigurasinya tidak menimbulkan gangguan pada aliran. Adapun bentuknya Seperti gambar 2.9 dan gambar 2.10



Gambar 2.9 *Blind Flange* dengan bentuk *Flat face* (Sumber : Piping Handbook)



Gambar 2.10 *Weld Neck Flange* dengan bentuk *Raised Face*
(Sumber : Piping Handbook)

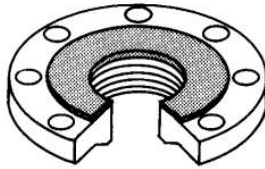
b. Gasket

Gasket adalah komponen fitting material yang berfungsi sebagai mencegah kebocoran yang dapat terjadi pada sambungan antara *Flange*, sehingga apabila terjadi pemasangan *flange* yang kurang tepat dan terjadi celah, maka kebocoran dapat ditahan oleh *gasket*. Pada kondisi tekanan tinggi *gasket* yang digunakan terbuat dari bahan baja yang dimasukkan dalam celah *flange* sehingga tegangan gesekan relative kecil dan mencegah kebocoran. Jenis-jenis *gasket* terbagi menjadi dua jenis yang dibedakan berdasarkan bentuknya yaitu, *Ring Gasket* dan *Full Face Gasket*.

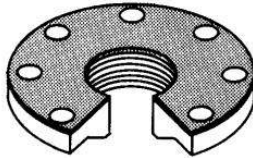
Full face gasket digunakan pada flange yang permukaannya rata (*flat flange*), dimana dapat menutupi celah *flange* mulai dari *Inside Diameter* dan *Outside Diameter* dimensi *Flange*, seperti gambar 2.12.

Ring Type Gasket bertujuan untuk menutup celah Antara *flange* dengan menutupi celah *Inside Diameter* saja, tidak sampai *outside diameter*, seperti gambar 2.12.

Adapun macam macam standart material pada gasket terdapat pada ASME Standart B16.5.



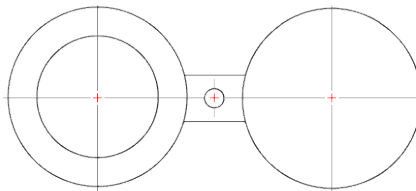
Gambar 2.11 *Ring Gasket* (Sumber : Piping and Pipeline Components)



Gambar 2.12 *Full Face Gasket* (Sumber : Piping and Pipeline Components)

c. *Spectacle Blind*

Spectacle Blind digunakan untuk menutup 100 % aliran fluida pada pipa, hal ini dilakukan jika ada proses pemeriksaan atau pemeliharaan pada system perpipaan sehingga dibutuhkan penghalang agar fluida berhenti mengalir. dinamakan Spectacle Blind karena bentuknya seperti kacamata, dimana sisinya ada yang terbuka dan yang lainnya tertutup keduanya diberikan penghubung kecil Antara sisi tersebut dengan baut tunggal atau ganda, adapun gambar 2.13.

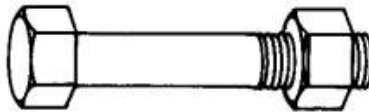


Gambar 2.13 Spectacle Blind (Sumber : Piping & Pipeline Components)



d. *Bolt dan Nuts*

Bolt dan Nuts merupakan komponen piping yang digunakan untuk mengencangkan sambungan flange dengan flange, valve dan equipment. Ada dua tipe baut (Bolt) yaitu machine Bolt (Dengan Kepala Baut) dan stud bolt (tanpa kepala baut). Bolt sebagai Male atau dikenal sebagai Baut dan Nuts sebagai Female atau dikenal sebagai Mur. Pemakaian stud bolt lebih umum digunakan pada Insutri Piping. Material yang digunakan bisa *carbon steel*, *alloy steel* maupun *stainless steel*.



Gambar 2.14 Machine Bolt (Sumber : Piping and Pipeline Components)



Gambar 2.15 Stud Bolt (Sumber : Piping and Pipeline Components)

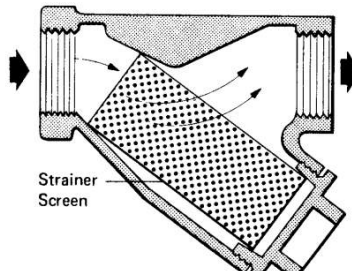
e. *Strainer*

Strainer adalah sebuah saringan yang digunakan dalam system perpipaan untuk melindungi peralatan yang sensitive terhadap kotoran dan partikel lainnya yang mungkin dibawa oleh fluida. Selama system bekerja strainer dapat ditempatkan pada bagian hulu pompa untuk melindungi pompa dari kotoran sisa dari dalam pipa. Pada Permanen Strainer dapat diposisikan pada hulu *Control Valves*, *Traps* dan Instrument lainnya untuk

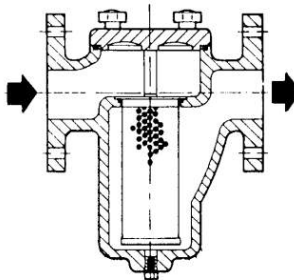


melindungi dari produk korosi yang dihasilkan dari pengikisan permukaan internal pipa.

Strainer terdapat dalam berbagai bentuk, termasuk *wye* dan *basket*. *Wye Strainer* yaitu posisi saringan dipasang di cabang, dimana ujung cabangnya dapat dilepas untuk men service saringan strainer, seperti gambar 2.16



Gambar 2.16 Wye Strainer (Sumber : Piping Handbook)



Gambar 2.17 Basket Strainer (Sumber: Piping Handbook)

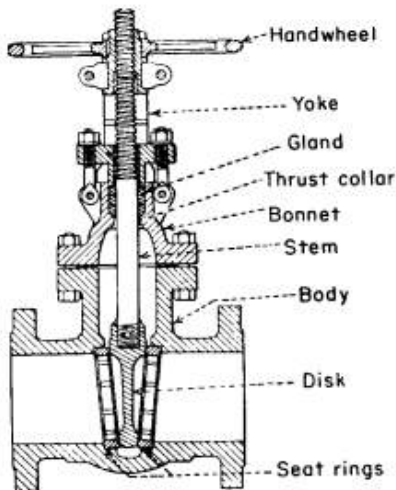
Sedangkan Basket Strainer umumnya digunakan pada kapasitas aliran yang tinggi. Keranjang saringan dapat diambil dengan membuka cover penutup. Strainer Basket juga tersedia dalam model duplex dimana terdapat dua saringan yang paralel yang memungkinkan mengalihkan aliran yang akan disaring melalui salah satu elemen saringan sedangkan aliran yang penting tidak melalui saringan tersebut, seperti gambar 2.17.

f. *Valve*



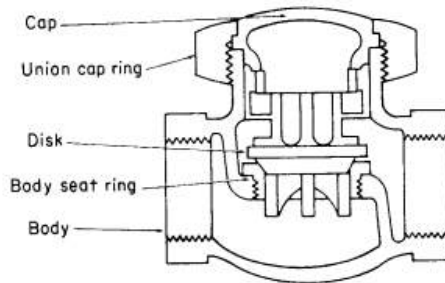
Valve digunakan untuk memotong, mengalihkan atau mengatur aliran fluida. Valve dapat dioperasikan baik secara manual maupun otomatis. Valve dibuat berdasarkan standart rating tekanan dan temperatur sesuai dengan standart pada material tertentu. Jenis jenis Valve antara lain :

Gate Valve, jenis ini didesain untuk mengisolasi sistem perpipaan. Valve ini dioperasikan pada posisi disk terbuka penuh atau menutup penuh seperti gambar 2.18. Valve ini tidak dianjurkan untuk digunakan sebagai pengatur aliran fluida karena fungsi kontrolnya yang tidak akurat.



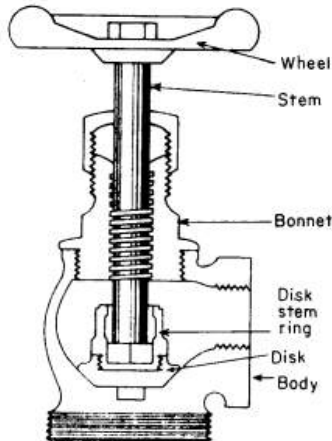
Gambar 2.18 Gate Valve (Sumber: Piping Handbook)

Check Valve, jenis ini didesain untuk mencegah adanya aliran balik (*back flow*) dalam sistem perpipaan. Aplikasi valve jenis ini dapat dijumpai pada *outlet/discharge* dari *centrifugal pump*. Ketika laju aliran fluida sesuai dengan arahnya, laju aliran tersebut akan membuat *plug* atau disk membuka. Jika ada tekanan yang datang dari arah berlawanan, maka plug atau disk tersebut akan menutup, adapun bentuknya seperti gambar 2.19.



Gambar 2.19 Check Valve (Sumber : Piping Handbook)

Globe Valve adalah jenis Valve yang digunakan untuk mengatur laju aliran fluida dalam pipa., dimana dapat mengatur kenaikan dan penurunan tekanan fluida dengan membuka dan menutup katup sehingga laju aliran fluida bervariasi dan disesuaikan dengan tekanan yang diinginkan, adapun bentuknya seperti gambar 2.20.

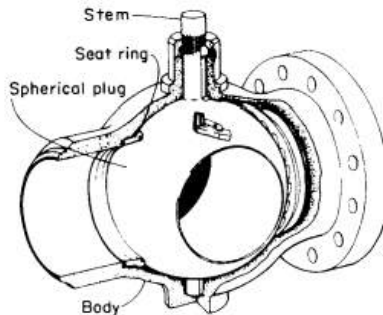


Gambar 2.20 Globe Valve (Sumber : Piping Handbook)

Ball Valve adalah sebuah Valve atau katup dengan pengontrol aliran berbentuk disc bulat (seperti bola/ belahan) ,



seperti gambar 2.21. Bola itu memiliki lubang, yang berada di tengah sehingga ketika lubang tersebut segaris lurus atau sejalan dengan kedua ujung Valve / katup, maka aliran akan terjadi.



Gambar 2.21 Ball Valve (Sumber : Piping Handbook)

2.1.4 Pipe Support

Dalam sebuah sistem perpipaan, penyangga atau *support* merupakan komponen penting yang digunakan untuk menahan atau memegang sistem perpipaan sehingga dapat menahan berat pada sistem perpipaan. Tempat diletakkannya *support* harus memperhatikan pergerakan sistem perpipaan terhadap profil pembebanan *Support* tersebut harus menyangga dan menahan keseluruhan berat sistem perpipaan termasuk didalam pipa, Insulasi, fluida yang terdapat dalam pipa, komponen, dan berat *support* itu sendiri.

Sebagai metode dalam memperkiraan tegangan yang terjadi pada pipa dan berat penyangga terhadap berat yaitu dengan memodelkan pipa sebagai batang yang mempunyai beban terbagi rata pada panjangnya.

Pada pipa *critical line*, penentuan letak *support* ditentukan dari analisis menggunakan *software* komputer. Peletakkan *support* harus memperhatikan letak pipa yang terdapat pada sekitarnya serta letak pondasi struktur penyangga sipil.

Beban dan gaya yang diterima pada pipe support dapat dibagi menjadi tiga jenis yaitu :



- Gaya dan berat pipa dan insulasi pipa yang bekerja secara vertical
- Gaya yang bekerja dari arah lateral pipa
- Gaya yang bekerja arah sumbu pipa atau aksial yang juga disebut arah longitudinal

Hal penting yang perlu diperhatikan dalam mendesain *piping support*, antara lain (Smith dan Van Laan, 1987).

a) Berat Pipa

Berat yang harus diperhitungkan mencakup berat pipa serta perlengkapannya misalnya katup, bahan isolasi, serta berat isi pipa tersebut.

b) Jenis Pipa

Jarak antara penggantung atau penumpu bergantung pada jenis bahan pipa disamping ukuran pipa, karena adanya perbedaan kelenturan.

c) Mencegah Perambatan Getaran

Pipa yang berhubungan dengan mesin dan peralatan yang bergerak atau berputar dapat meneruskan getaran mesin tersebut ke dalam ruangan lainnya; baik melalui pipa atau melalui konstruksi gedung sehingga dapat menimbulkan kebisingan dan resonansi. Penggantung atau penumpu pipa sebaiknya dapat mencegah perambatan getaran semacam ini. Di samping itu, penggantung atau penumpu pipa harus juga cukup kuat untuk menahan gaya-gaya tumbukan akibat timbulnya pukulan air dalam pipa.

d) Ekspansi Pipa

Penggantung atau penumpu pipa harus mampu menampung adanya perubahan panjang pipa akibat perubahan temperatur pipa.

e) Jarak Antar Pipa

Jarak antar pipa dengan pipa dan antara pipa dengan dinding atau permukaan lainnya harus cukup lebar, untuk memungkinkan penggunaan alat alat pemasangan isolasi aupun penutup pipa, pengecatan, dan pekerjaan perawatan disekitar pipa.



Kemudian menjaga agar tidak terjadi defleksi yang berlebihan pada pipa maka diharuskan cermat dalam menentukan rentang pipe support. Jarak ini dapat dihitung dengan persamaan 2.1 (Smith dan Van Laan, 1987).

$$L_s = \frac{\sqrt{10 \cdot Z \cdot Sh}}{W} \quad (2.1)$$

$$Z = \frac{1}{32} \pi \frac{do^4 - di^4}{do} \quad (2.2)$$

Keterangan:

L_s = allowable pipe span (in)

Z = section modulus (in³)

Sh = allowable tensile stress pada temperatur tinggi (psi)

W = berat total pipa (lb/in)

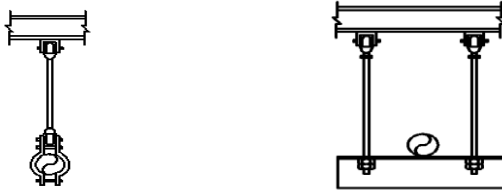
Dalam penentuan jarak antara Pipe Suport yang bersifat aman dalam segala kondisi sendiri, tidak ada ketentuan pasti, Perhitungan diatas hanyalah pendekatan saja, sehingga perlu dianalisis beberapa percobaan untuk menentukan pipe support yang aman untuk dipasang.

Dalam buku Pipe stress Analysis (Doni, 2009) menyebutkan jenis jenis pipe support yang seringkali dijumpai pada Piping adalah:

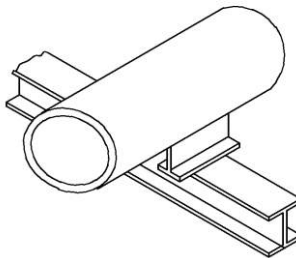
✚ *Hanger* = support dimana pipa ditahan pada struktur *support* yang kuat sehingga rigid dan berfungsi mempertahankan bobot mati pada sistem perpipaan. Yang termasuk tipe jenis support ini adalah *Rigid Hanger*, *Spring Hanger*, *Shoes*, *Trunnions*. *Spring Hanger* adalah Support yang berbentuk penahan gantung yang terdapat pegas untuk menahannya, sedangkan *rigid hanger* bentuknya sama namun lebih rigid (Gambar 2.23), *Shoes* adalah jenis support yang berfungsi menahan berat pipa dari arah vertical (Gambar 2.24). Sedangkan



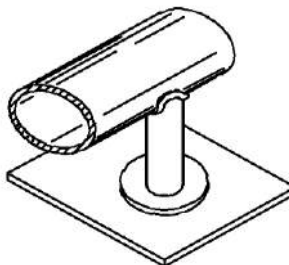
Trunnions adalah jenis support yang digunakan di titik tumpuan pada belokan (Elbow) (Gambar 2.25).



Gambar 2.22 Rigid Hanger



Gambar 2.23 Shoes Support

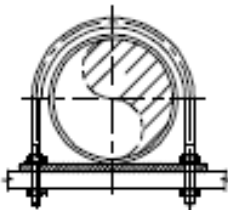


Gambar 2.24 Trunnions

✚ *Support* = sebuah peralatan yang tujuan utamanya adalah menahan sebagian berat pipa termasuk didalamnya berat isi dan pengaruh lingkungannya.



- + *Brace* = sebuah peralatan yang bertujuan untuk menahan displacement pipa akibat gaya yang bekerja bukan karena gravitasi dan juga bukan karena thermal ekspansi.
- + *Stop* = suatu jenis support yang mengizinkan pipa untuk bergerak secara rotasi tapi tidak dalam arah aksial atau horizontal.
- + *Limit Stop* = suatu jenis support yang berfungsi menahan gerakan pipa pada arah aksial atau translator pada jumlah tertentu
- + *Guide* = suatu support yang berfungsi untuk mencegah terjadinya rotasi pada pipa akibat momen lentur atau momen torsi dengan arah lateral
- + *Constan Effort Support* = yaitu support yang mampu menahan gaya yang konstan walaupun terjadi displacement yang besar.
- + *Vibration Absorbers* = support yang berfungsi *Support* yang membatasi gerakan pipa karena beban Vibrasi seperti Fluida Flow, Angi, dan gempa bumi. Yang termasuk jenis support ini adalah : *Snubbers, Sway brace*
- + *Resting* = *Support* yang membatasi gerakan pipa karena beban statis, termal maupun beban dinamis terhadap segala arah baik arah vertical, arah lateral, maupun arah longitudinal Yang termasuk jenis tipe ini adalah *Anchor* (Gambar 2.27), *Guide, U Clamps* (Gambar 2.26), *Struts, Directional Anchor*.



Gambar 2.26 U clamps



Gambar 2.25 Anchor

2.2 Critical Line

Dalam sistem *engineering* terdapat dua kriteria sistem perpipaan yaitu *non critical piping* dan *critical piping* (Chamsudi



2005). *Noncritical piping* adalah semua jalur pipa yang tidak dipertimbangkan atau diperhitungkan dalam perhitungan analisa tegangan pipa karena temperature dan ukuran pipa tidak dimungkinkan terjadi beban yang berlebih yang mengganggu sistem perpipaan, sedangkan *critical piping* adalah semua sistem pipa yang harus dipertimbangkan dalam analisis karena temperature dan ukuran pipa memungkinkan terjadi beban-beban yang nantinya dapat melebihi batasan beban yang diijinkan pada sistem perpipaan. (Chamsudi, 2005).

Adapun beban-beban yang dimungkinkan terjadi tersebut disebabkan oleh:

- Hubungan temperatur dengan pipa
- Fluida yang mengalir dalam pipa adalah fluida 2 fase
- Sistem perpipaan berhubungan dengan *rotating equipment*
- Batasan yang diijinkan pada *nozzle equipment* kecil
- Adanya gaya yang timbul secara periodik dari komponen pipa seperti PSV (*Pressure Safety Valve*)

Prioritas utama apabila akan melakukan suatu analisa fleksibilitas dan tegangan pada sistem perpipaan adalah harus memenuhi persyaratan-persyaratan *code* dan *standard* yang benar. Batatasan-batasan dalam *code* dan *standard* dapat dikelompokkan menjadi dua bagian, yaitu batasan yang berhubungan dengan tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan, dan batasan beban (gaya dan momen) yang terjadi pada *nozzle equipment* akibat beban *operating* dan *sustain* sistem perpipaan (Sam kannapan, 1986). Pada dasarnya piping dapat dikatakan *Critical line* sendiri jika suatu termasuk kriteria dibawah ini:

- ❖ Kriteria sistem pipa dihubungkan dengan *nozzle static equipment*.
- ❖ Sistem pipa yang dihubungkan dengan *nozzle* mesin rotasi (*Turbine, Compressor, Pump, Air Cooler, dll*).



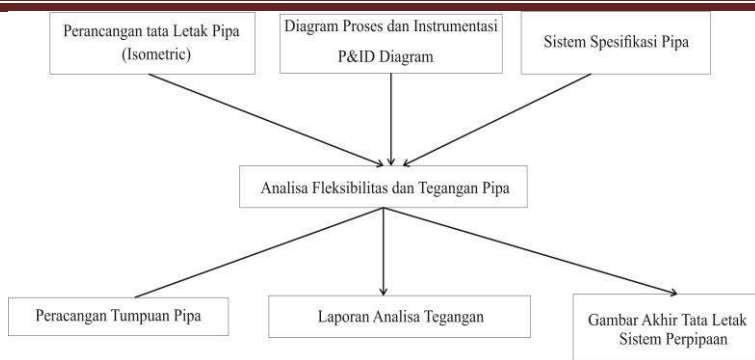
2.3 Analisa Tegangan Pipa (*Pipe Stress Analysis*)

Untuk merancang system pipa dengan benar engineer harus memahami perilaku system pipa akibat pembebanan dan memahami regulasi (code standart desain) yang mengatur perancangan system pipa. Perilaku system pipa ini dikenal sebagai analisa tegangan pipa (Pipe Stress Analysis).

Analisa Tegangan pipa bertujuan untuk:

- ❖ Menghitung tegangan pipa agar tetap masuk dalam harga tegangan yang diperbolehkan berdasarkan kode standart yang dipakai
- ❖ Menghitung gaya yang bekerja pada nozzle dai peralatan seperti Vessel, Pompa, dan lainnya kemudian dibandingkan dengan kekuatan daripada nozzle tersebut.
- ❖ Menghitung beban perancangan pada tumpuan pipa agar tetap berada dalam batas beban yang diijinkan
- ❖ Menghitung perpindahan pipa terbesar untuk mengantisipasi kemungkinan interfensi pipa atau pipa dengan struktur
- ❖ Mengoptimalkan perancangan tata letak pipa dan tumpuan pipa

Analisa tegangan pipa merupakan perhitungan yang rumit diperlukan spesialis analisis untuk melakukan perhitungan manual, namun dalam tiga dasa warsa ini terdapat piranti lunak computer untuk analisa tegangan pipa yang memungkinkan engineering untuk melakukan analisa tegangan pipa dengan mudah, salah satu piranti lunak yang digunakan adalah program CAESAR II



Gambar 2.27 Diagram Proses Analisa Tegangan pipa di Engineering

Tegangan yang terjadi pada pipa dapat disebabkan oleh beban luar seperti berat mati system perpipaan, tekanan dan pemuaian thermal, yang bergantung pada material pipa dan jenis material yang digunakan. Sedangkan batasan daripada stress tersebut ditentukan oleh jenis material dan metode produksinya, dan kedua besaran ini dibandingkan dengan menerapkan teori yang ada sehingga dapat digunakan batasan apakah pipa tersebut mengalami stress yang berlebih atau tidak. Dengan mengetahui besaran tegangan pipa dapat menentukan posisi support agar dapat menahan tegangan pipa dan fleksibilitas pada system perpipaan tersebut.

2.4 Tegangan Pipa

Tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan dapat dikelompokkan menjadi dua kategori, yaitu tegangan normal (*normal stress*) dan tegangan geser (*shear stress*) (Chamsudi, 2005).

2.4.1 Tegangan Normal

Tegangan normal terdiri beberapa komponen tegangan, yaitu (Sam Kannapan, 1986).



1. Tegangan longitudinal (*longitudinal stress*)

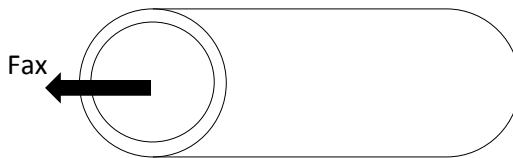
Tegangan longitudinal merupakan tegangan yang searah dengan panjang pipa. Tegangan longitudinal yaitu tegangan yang searah dengan panjang pipa dan merupakan jumlah dari tegangan aksial (*axial stress*), tegangan tekuk (*bending stress*) dan tegangan tekan (*pressure stress*). Mengenai ketiga tegangan ini dapat diuraikan sebagai berikut :

- a. Tegangan aksial (σ_{ax}) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya F_{ax} yang bekerja searah dengan sumbu pipa (Gambar 2.28). Nilai dari tegangan aksial dapat dirumuskan sebagai berikut (Chamsudi, 2005).

$$\sigma_{ax} = \frac{F_{ax}}{Am} = \frac{F_{ax}}{\pi d_m t} = \frac{F_{ax}}{\pi \left(\frac{d_i + d_o}{2}\right)t} \quad (2.3)$$

Keterangan :

F_{ax}	= gaya dalam aksial (in^2)
Am	= luas area <i>cross section</i> pipa (in^2) ($\pi \cdot dm \cdot t$)
dm	= diameter rata-rata pipa ($\frac{d_i + d_o}{2}$)
d_i	= diameter dalam pipa (in)
d_o	= diameter luar pipa (in)
P	= pressure (psi)



Gambar 2.28 Longitudinal Stress

- b. Tegangan tekuk (σ_b) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen (M) yang bekerja diujung-ujung pipa (Gambar 2.29). Tegangan yang terjadi dapat berupa tegangan tekuk regang



(*tensile bending*) dan tegangan tekuk tekan (*compression bending*). Tegangan tekuk maksimum terjadi pada permukaan pipa sedangkan tegangan minimum terjadi pada sumbu pipa. Nilai dari tegangan tersebut dapat digambarkan sebagai berikut (Sam Kannapan, 1986).

$$\sigma_b = \frac{Mb \cdot c}{I} = \frac{Mb R_o}{I} = \frac{Mb}{Z} \quad (2.4)$$

Keterangan :

$$I = \text{Momen inersia penampang (in}^4\text{)} \\ I = \pi(d_o^4 - d_i^4)/64 \quad (2.5)$$

Mb = Momen *bending* (in-lb)

$$M = \frac{W L^2}{10} \quad (2.6)$$

c = Jarak dari netral *axis* (in)

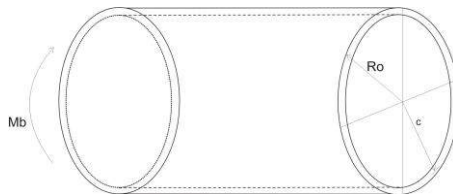
Tegangan paling besar jika c = Ro, dan Z diperoleh dari :

$$Z = \frac{I}{R_o} \quad (2.7)$$

Keterangan :

Z = Modulus Permukaan (in³)

Ro = Radius Luar pipa (in)



Gambar 2.29 Tegangan Tekuk (*Bending Stress*)

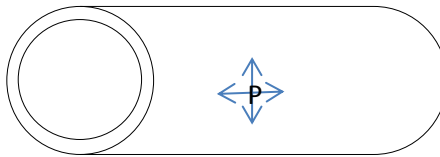


- c. Tegangan Longitudinal Tekan (σ_{LP}) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya tekan *internal* (P) yang bekerja pada dinding pipa dan searah sumbu pipa (gambar 2.30), dimana tegangan tekan terbesar jika pipa berpelat tipis. Nilai tegangan tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut (Sam Kannapan, 1986).

$$\sigma_{lp} = \frac{P.A_i}{A_m} = \frac{P.d_i^2}{4.t.d_m} = \frac{P.do}{4t} \quad (2.8)$$

Keterangan :

- P = Gaya tekan *internal* (psi)
di = diameter Inside (in)
Am = Luas penampang pipa (in^2)
Do = Diameter Outside (in)
dm = Diameter Rata-rata (in)
t = Tebal pipa (in)



Gambar 2.30 Tegangan Tekan

Jadi tegangan longitudinal yang bekerja pada suatu sistem perpipaan dapat dinyatakan dengan rumus di bawah ini (Chamsudi, 2005).

$$\sigma_L = \frac{Mb}{Z} + \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P.do}{4t} \quad (2.9)$$

Keterangan:

- Mb = momen bending pada *cross-section* (in-lb)
Z = Modulus Permukaan (in^3)

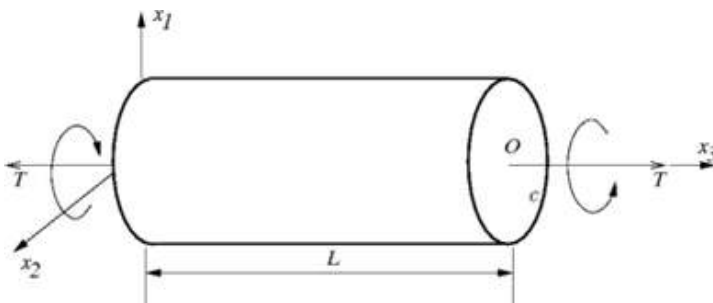


F_{ax}	= gaya dalam aksial (in^2)
A_m	= luas area <i>cross section</i> pipa (in^2)
P	= <i>design pressure</i> (psig)
d_o	= <i>outside diameter</i> (in)
t	= <i>pressure design thickness</i> (psi)

2.4.2 Tegangan Geser

Tegangan puntir atau tegangan torsi (*torsional stress*) Tegangan puntir merupakan tegangan akibat momen puntir pada pipa. Tegangan torsi Tegangan ini dapat diasumsikan sebagai suatu bentangan bahan dengan luas permukaan tetap yang dikenai suatu puntiran (*twisting*) pada setiap ujungnya. Sebagaimana ditunjukkan pada gambar 32. Pergeseran sudut (*angular displacement*) ujung satu terhadap yang lainnya didefinisikan dengan sudut ϕ (dalam radian). Tegangan torsi adalah total dari dua komponen :

- ❖ Tegangan torsi yang diakibatkan oleh ekspansi thermal, kondisi ini hanya terjadi pada *multiple plane system* atau sistem dengan koordinat routing pipa antar support X,Y,Z.
- ❖ Tegangan torsi yang diakibatkan oleh tegangan geser atau *shear stress*, nilai tegangan ini sangat kecil sehingga tegangan ini diabaikan.



Gambar 2.31 Tegangan Torsi (Sumber : Chamsudi,2005)



$$\tau = \frac{M.R}{I} \quad (2.11)$$

Keterangan :

M = Momen Puntir

R = Jarak dari titik pusat

I = Torsional Resistance

Dengan momen inersia diperoleh dari persamaan :

$$I = \frac{\pi (ro^4 - ri^4)}{2} \quad (2.12)$$

Keterangan :

Ro = Jari-jari Luar pipa (in)

Ri = jari jari internal pipa (in)

2.5 Beban (*Load*)

Beban yang paling berpengaruh pada tegangan sendiri adalah beban yang disebabkan oleh pengaruh beban internal yaitu tekanan, temperatur, dan berat material pipa serta semua komponen pada sistem. Adapun yang termasuk beban adalah :

1. Beban Hidup dan beban mati, yang termasuk beban hidup adalah fluida, salju yang menemel pada permukaan pipa, lapisan es yang terbentuk. Sedangkan beban mati yaitu Valve, flange, insulation, pipe support dan sistem pipa lainnya yang menyatu permanen dengan pipa.
2. Ekspansi Termal
3. Effect penggunaan Support seperti Anchor, dan *Terminal Movement*
4. Internal dan Eksternal *Pressure*

Setiap beban yang diterima pipa akan ditahan oleh pipa tersebut sesuai dengan kemampuan dia menahannya, beban pada pipa dibagi menjadi dua kelompok yaitu :



2.5.1 Sustain Load

Adalah beban yang dialami oleh instalasi sistem perpipaan secara terus menerus. Beban ini merupakan kombinasi dari beban yang disebabkan oleh tekanan internal dan beban berat. Jika pipa terkena beban demikian, maka bisa mengakibatkan pipa menjadi pecah dan collapse, jika tidak dilakukan upaya pencegahan. Faktor utama dari sustained load adalah :

- ❖ **Tekanan Desain**, tekanan desain adalah tekanan maksimum yang mungkin terjadi pada kondisi operasi. Dalam ASME B31.3 code diberikan kelonggaran untuk melewati tekanan desain untuk jangka waktu tertentu. Tegangan internal pada pipa sendiri meliputi *axial stress*, *pressure stress*, dan *bending stress* (*Longitudinal Stress*).
- ❖ **Berat Operasi**, berat operasi ini adalah berat dari pipa, berat fluida, ditambah dengan berat insulasi dan komponen-komponen yang berada pada sistem tersebut. Pembebanan Operasi sebenarnya adalah penggabungan dari pembebanan sustain dan ekspansi. Hal ini dilakukan untuk meyakinkan bahwa actual stress yang terjadi memenuhi batasan yang diijinkan.
- ❖ **Occasional Load**, yaitu berat yang hanya terjadi pada kondisi tertentu seperti salju.
- ❖ **Vacuum Desain**, Untuk pipa dengan kemungkinan akan mengalami vacuum akibat tekanan luar.
- ❖ **Hydrotest Load**, yaitu beban yang terjadi pada saat sistem dilakukan test dengan menggunakan media air, pada saat itu besarnya beban yang terjadi pada titik tumpuan harus mampu ditahan oleh support tersebut sehingga tidak mengakibatkan kerusakan pada pipa. Pada kondisi ini pipa diuji tekanannya hingga 1.5 kali tekanan desain.

Sustain Load merupakan stress yang tergolong kedalam kelompok *Primary Stress*. *Primary stress* adalah jenis stress yang terjadi akibat pembebanan secara terus menerus yang dapat mengakibatkan utama dalam kegagalan, sehingga Stress ini



dikelompokkan dalam stress yang berbahaya. Karena jika sampai kegagalan material. Maka pemecahannya biasanya dengan meletakkan support pada lokasi yang sedemikian rupa agar aman, sehingga mengurangi stress yang terjadi.

Pada ASME B31.3 edisi 2012 disebutkan bahwa untuk menentukan besarnya Sustained Load dapat diperoleh dari Tegangan Axial, Tegangan Bending, dan Momen Torsi, sehingga diperoleh rumusan :

$$S_B = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + (2St)^2} \quad (2.13)$$

Keterangan :

S_B = *Stress Sustained* (psi)

S_a = range axial stress range karena Tegangan displacement (psi)

S_t = Tegangan Puntir (psi)

S_b = *Bending Stress* (psi)

2.5.2 Thermal Load

Adalah beban yang ditimbulkan akibat ditahannya ekspansi atau kontraksi suatu pipa yang mengalami pemuaian ataupun pengkerutan akibat temperatur dari fluida yang mengalir di dalamnya.

Thermal Load akan membuat suatu material akan mengalami Thermal expansion load, Sebuah material logam akan memanjang secara proposional pada segala arah secara linier ketika diberi panas. Dengan kata lain jika pemberian panas tersebut berlaku secara merata di seluruh bagian, maka perpanjangan dimensi akan berlangsung secara sama pada seluruh arah

Penahanan yang diberikan dapat berupa anchors, atau tersambung ke equipment. Satu hal yang perlu juga diperhatikan



adalah bahwa thermal load ini adalah sifatnya siklus, artinya jika anchornya dilepas atau fluidanya dihentikan mengalir di pipa tersebut, maka hilang pula load yang ditimbulkannya.

Pada prinsipnya pada thermal load sesuai dengan namanya, yang paling berperan dalam temperatur. Dalam hal ini, temperatur yang dijadikan perhatian adalah segala macam temperatur yang mungkin terjadi pada saat operasi plant, termasuk kondisi-kondisi awal seperti pada start up. Sehingga beberapa hal berikut yang harus diperhatikan, yang menjadi sumber utama pada thermal load adalah :

- ✚ Temperatur Desain, yaitu besarnya temperatur maksimum yang dapat diterima pada sistem perpipaan dalam kondisi operasi
- ✚ Pipe bowing
- ✚ Temperatur normal operasi
- ✚ Temperatur ambient untuk menghitung variasi tegangan atau stress range
- ✚ Steam out, steam tracing, regeneration.
- ✚ Equipment ekspansi lainnya.

Thermal Load akan menimbulkan stress yang tergolong ke dalam kelompok *Secondary Stress*, dimana *Secondary Stress* adalah stress yang diakibatkan oleh thermal load, yaitu temperatur fluida yang mengalir sehingga Pipa akan mengalami pengkerutan atau pemuaian. Pipa akan menerima apa yang disebut dengan bending nature yang bekerja pada penampang pipa yang bervariasi dari negatif ke positif dan timbul karena beda defleksi secara radial dari dinding pipa.

Secondary stress bukanlah sebagai penyebab kegagalan material secara langsung akibat beban tunggal. Jika pun terjadi stress yang melewati yield strength, maka efeknya hanyalah terjadi “local deformation” yang berakibat berkurangnya stress pada kondisi operasi.

Hanya jika beban ini berulang-ulang, cyclic maka akan timbul apa yang disebut “local strain range” yaitu *overstress* yang



terjadi pada posisi tertentu, yang berpotensi menjadi penyebab timbulnya fatigue failure.

Secondary stress ini disebut juga dengan expansion stress atau displacement stress range, S_E komponen dari ekspansi stress ini adalah Axial Stress (S_a) Bending Stress (S_b) dan Torsional stress (S_t), persamaannya menurut ASME B31.3 dan ITT Grinnel ditulis sebagai berikut :

$$S_E = \sqrt{(S_b)^2 + 4(S_t)^2} \quad (2.14)$$

Keterangan :

S_E = *Stress Displacement* (psi)

S_a = range axial stress range karena Tegangan displacement (psi)

$$S_a = \frac{i_a F_a}{A_p} \quad (2.15)$$

i_a = *Axial stress Intensification factor*

F_a = *Range Axial forces due to displacement strain*

A_p = *Cross Sectional area of pipe*

S_t = Tegangan Puntir (psi)

S_b = Resultan Gaya akibat beban lentur (psi)

Dengan S_t diperoleh dari

$$S_t = \frac{i_t M_t}{2Z} \quad (2.16)$$

Keterangan :

M_t = Momen Puntir (Torsi)

Z = Section modulus of pipe (in^3)

I_t = *torsional stress intensification factor*

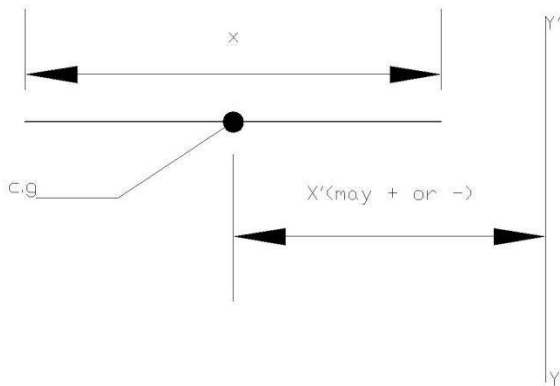
Persamaan ini adalah berdasarkan teori geser maksimum, dengan kondisi pipa yang straight menggunakan persamaan Tegangan bending S_b pada pipa normal.



Untuk sistem perpipaan yang lebih kompleks dan mempunyai banyak *loop* penentuan momen berdasarkan centroid sistem dan momen inersia dari sistem. Penentuan centroid sistem berdasarkan total dari panjang segmen pipa dikali jarak titik acuan (ITT Grinnel). Berikut adalah penentuan centroid dari tiap potongan pipa.

❖ Pipa Lurus Bidang Proyeksi

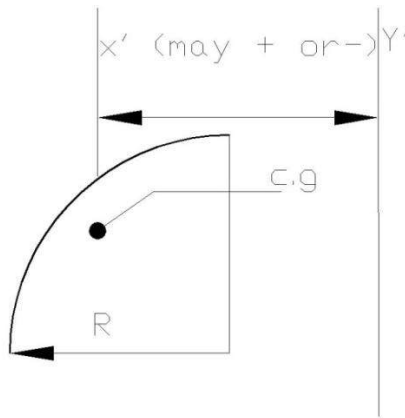
$$= L \cdot x \quad (2.17)$$



Gambar 2.32 Centre Gravity pada Pipa Lurus Pada Bidang Proyeksi

❖ Elbow 90° Bidang Proyeksi

$$= 1,57 k \cdot R \cdot x \quad (2.18)$$

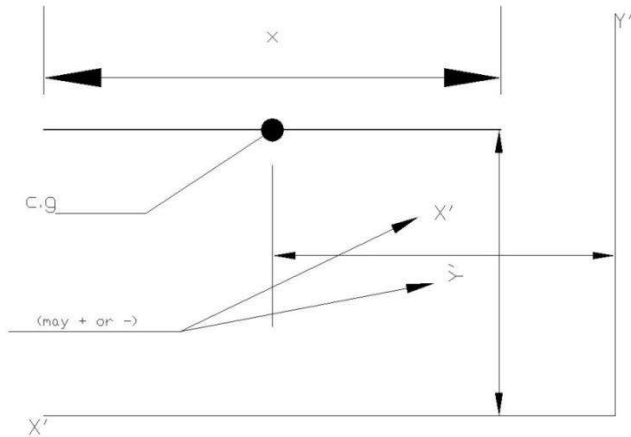


Gambar 2.33 Centre Gravity pada Elbow 90° Pada Bidang Proyeksi

Setelah menentukan *centroid* sistem langkah selanjutnya adalah menentukan momen inersia sumbu xy dari sistem, momen inersia dari tiap elemen adalah panjang elemen dikali dengan jarak dari sumbu x dan sumbu y (ITT Grinnel). beberapa persamaan berikut merupakan formula dari momen inersia sumbu xy.

- ❖ Pipa lurus pada bidang proyeksi sejajar dengan salah satu sumbu

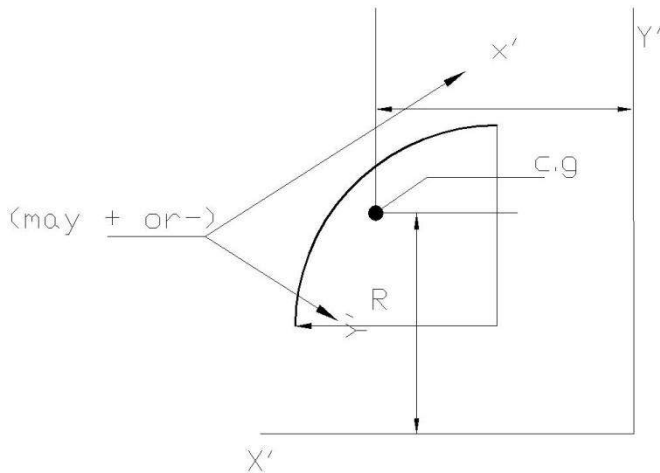
$$I_{xy} = L \cdot x \cdot y \quad (2.19)$$



Gambar 2.34 Momen Inersia xy pada Pipa lurus pada bidang proyeksi sejajar dengan salah satu sumbu

❖ Elbow 90° pada bidang proyeksi

$$I_{xy} = \pm k(0,37R^3 + 1,57 k.R.x.y) \quad (2.20)$$



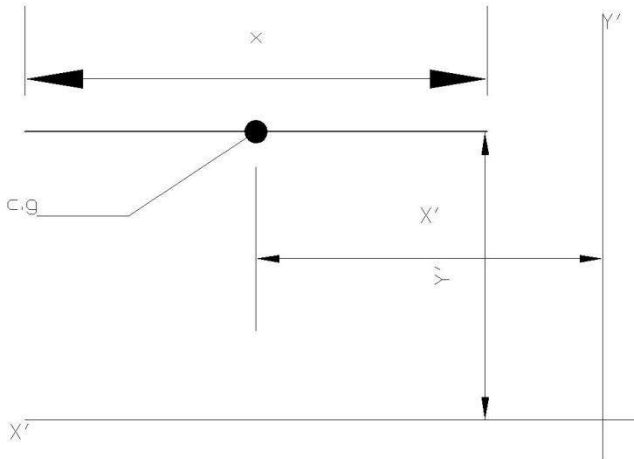
Gambar 2.35 Momen Inersia xy pada Elbow 90^0 pada bidang proyeksi

Setelah menentukan momen inersia sumbu xy langkah selanjutnya adalah menentukan momen inersia sumbu x dan sumbu y. pada kasus ini hasil dari momen inersia bernilai positif. Berikut adalah beberapa formula momen inersia sumbu x dan sumbu y.

❖ Pipa lurus pada bidang proyeksi

$$I_x = L \cdot y^2 \quad (2.21)$$

$$I_y = \frac{L^3}{12} + L \cdot x^2 \quad (2.22)$$

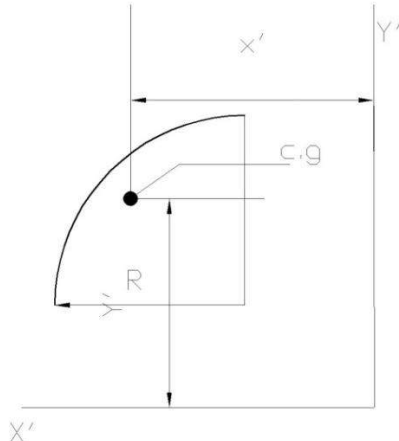


Gambar 2.36 Momen Inersia pada Pipa Lurus pada bidang Proyeksi

❖ Elbow 90° pada bidang proyeksi

$$I_x = k(0,149.R^3) + 1,57 k.R.y^2 \quad (2.23)$$

$$I_y = k(0,149.R^3) + 1,57 k.R.x^2 \quad (2.24)$$



Gambar 2.37 Momen Inersia pada Elbow 90⁰ pada bidang Proyeksi

Untuk menentukan besar gaya yang bekerja pada sumbu x dan y digunakan persamaan

$$F_x = \frac{I_y L_x + I_{xy} L_y}{I_x I_y - (I_{xy})^2} c \cdot I_p \quad (2.25)$$

$$F_y = \frac{I_x L_y + I_{xy} L_x}{I_x I_y - (I_{xy})^2} c \cdot I_p \quad (2.26)$$

Keterangan:

F_x = gaya yang bekerja pada sumbu x (lb)

F_y = gaya yang bekerja pada sumbu y (lb)

I_y = momen inersia sumbu y (in⁴)

I_x = momen inersia sumbu x (in⁴)

I_{xy} = *product of inertia* (in⁴)

c = *expansion factor*

I_p = momen inersia pipa (in⁴)



2.6 Allowable Stress

Allowable Stress range adalah suatu batasan stress yang diizinkan, *Allowable stress* karena *primary load* atau *sustain load* yaitu stress yang terjadi karena berat pipa dengan tekanan dalam pipa, tekanan luar beban, yang bergantung pada material pipa dan jenis material yang digunakan. dapat melihat pada Appendix A ASME B31.3 yang menunjukkan tegangan dasar yang diizinkan.

Sedangkan pada *secondary load thermal load* yang terjadi pada suatu material pipa dan komponennya mengalami beban berulang, seperti beban akibat thermal atau ekspansi ataupun juga kontraksi. Hal ini dilakukan untuk menjaga kemungkinan kegagalan akibat fatigue setelah diberi pembebanan berulang, yaitu dari beban termal. Mengingat kegagalan adanya gaya berulang dapat mengakibatkan kegagalan, maka allowable stressnya haruslah berhubungan dengan cycle.

Untuk kondisi ekspansi thermal nilai tegangan ijin material menurut ASME B31.3 ditentukan berdasarkan persamaan berikut :

$$S \text{ ekspansi} = 1.25 S_c + 0.25 S_h \quad (2.27)$$

Allowable stress ini akan menjadikan sistem perpipaan akan aman beroperasi dalam siklus 7000 kali tanpa kegagalan. Jika siklus yang terjadi diharapkan lebih dari 700 kali dalam umur pipa, maka allowable stressnya akan berkurang dengan menambahkan faktor pada formula, seperti dibawah ini :

$$S \text{ ekspansi} = f(1.255c + 0.255S_h) \quad (2.28)$$

Keterangan :

S_c = nilai tegangan ijin pada waktu sistem tidak beroperasi (psi)

S_h = nilai tegangan ijin pada waktu sistem



f beroperasi (psi)
f = *stress range factor* dari figure 302.3.5
ASME B31.3

Tabel 2.1 Stress Range Factor (ASME B31.3)

Cycle (N)	Faktor (f)
≤ 7000	1
$7000 < x \leq 14.000$	0.9
$14.000 < x \leq 22.000$	0.8
$22.000 < x \leq 45.000$	0.7
$45.000 < x \leq 100.000$	0.6
$100.000 < x \leq 200.000$	0.5
$200.000 < x \leq 700.000$	0.4
$700.000 < x \leq 2.000.000$	0.3

2.7 Nozzle Displacement

Dalam melakukan perhitungan analisis tegangan pada sistim perpipaan, terutama pada pipa yang tersambung pada equipment baik static maupun rotating equipment, maka salah satu hal yang paling penting adalah menghitung besarnya pergerakan nozzle akibat temperature pada equipment tersebut.

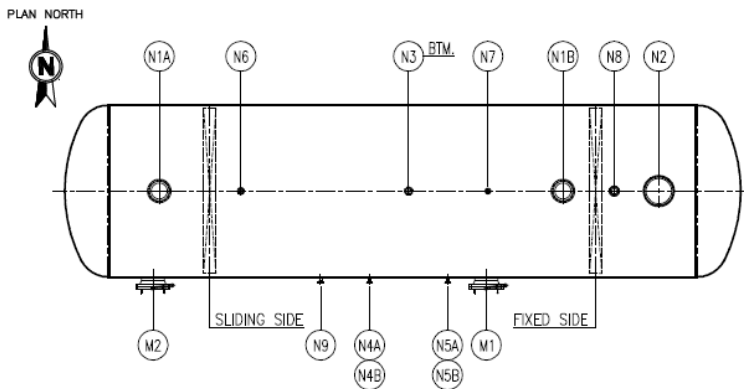
Secara umum untuk mengetahui apakah sebuah system perpipaan akan mengalami kelebihan tegangan (Overstress), maka digunakan temperature yang paling tinggi yang mungkin terjadi pada system perpipaan. Namun untuk perhitungan initial displacement atau pergerakan awal nozzle maka menggunakan temperature normal operasi.

Selain menghitung displacement yang terjadi itu juga harus memeriksa apakah nozzle equipment akan mampu menerima beban dan gaya yang ditimbulkan akibat pemuaian atau juga kontraksi pipa akibat temperature.



2.7.1 Vessel

Dalam menentukan initial displacement pada *nozzle pressure vessel* yang digunakan adalah temperature operasi dari equipment tersebut. Angka dari Allowable load diperoleh dari vendor drawing perusahaan pembuatan equipment berdasarkan dengan standart Internasional API 610. Angka yang diperoleh ini kemudian akan dimasukkan ke dalam perhitungan stress analysis menggunakan Caesar II.



Gambar 2.38 Pressure Vessel

Nozzle Vessel sendiri memiliki batasan dalam menerima gaya dan momen pada kondisi rating tertentu seperti mengikuti aturan yang ada pada table dibawah :



Tabel 2.2 Allowable Load For Vessel Class 150 (Tripatra Document)

Nozzle Load							
Nozzle	Size (Inch)	Force (Kg)			Moments (kg-m)		
		FL	F ϕ	FA	ML	M ϕ	MA
N5A/B, N7, N9	2" 150 #	300	225	300	39	39	45
N4A/B, N6	3" 150#	450	337	450	88	88	101
N3	6" 150#	900	675	900	351	351	405
N1A/B	18" 150#	2700	2025	2700	3159	3159	3645
N2	28" 150#	838	3150	4200	7644	6078	8820

2.8 Software Caesar II

CAESAR II adalah program computer yang dibuat oleh INTERGRAPH.Inc untuk memenuhi kebutuhan perhitungan analisa tegangan pipa, software ini sangat membantu dalam desain *mechanical* dan sistem perpipaan. Pengguna Caesar II dapat membuat pemodelan sistem perpipaan dengan menggunakan *simple beam element* kemudian menentukan kondisi pembebanan sesuai dengan kondisi yang dikehendaki. Dengan membuat inputan tersebut, Caesar II mampu menghasilkan analisa berupa stress yang terjadi, beban, dan pergeseran terhadap sistem yang akan dinalisa.

2.8.1 Caesar stress documentation

Data masukan :

- Dimensi dan jenis material
- Parameter operasi :temperature, tekanan, fluida
- Parameter beban : berat insulasi, perpidahan angin, gempa, dll
- Code yang digunakan

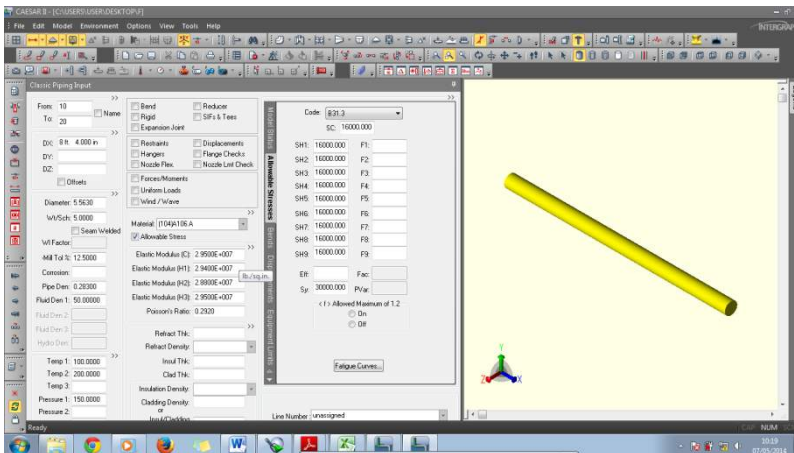
Pemodelan : Node, elemen, tumpuan

Dalam kerjanya, Caesar II memiliki asumsi yaitu



- ❖ Stress, dan Perpindahan panas yang terjadi dianggap uniform karena Caesar II digunakan untuk sistem perpipaan yang besar dan panjang
- ❖ Pemotongan segmen berdasarkan Node yang dimasukan.
- ❖ Faktor Kecepatan Fluida dianggap konstan, dan yang berpengaruh hanya densitas fluida
- ❖ Faktor lingkungan luar seperti laju korosi diabaikan, dan material dianggap tanpa ada cacat.

Pada desktop CAESAR II memasukan data diameter pipa , ketebalan pipa, dan panjangnya pipa, Material Pipa, dan Kondisi Operasi Perpipaan seperti Temperatur, dan *Fluid Density*,

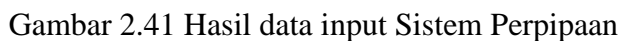


Gambar 2.39 Ilustrasi Caesar II

Kemudian klik Error Check untuk memastikan data input yang dimasukkan benar.



Setelah memperbaiki data input yang menyebabkan error, kemudian dilakukan error check kembali. Jika tidak terdapat error maka Sistem perpipaian dapat dilakukan stress analysis.





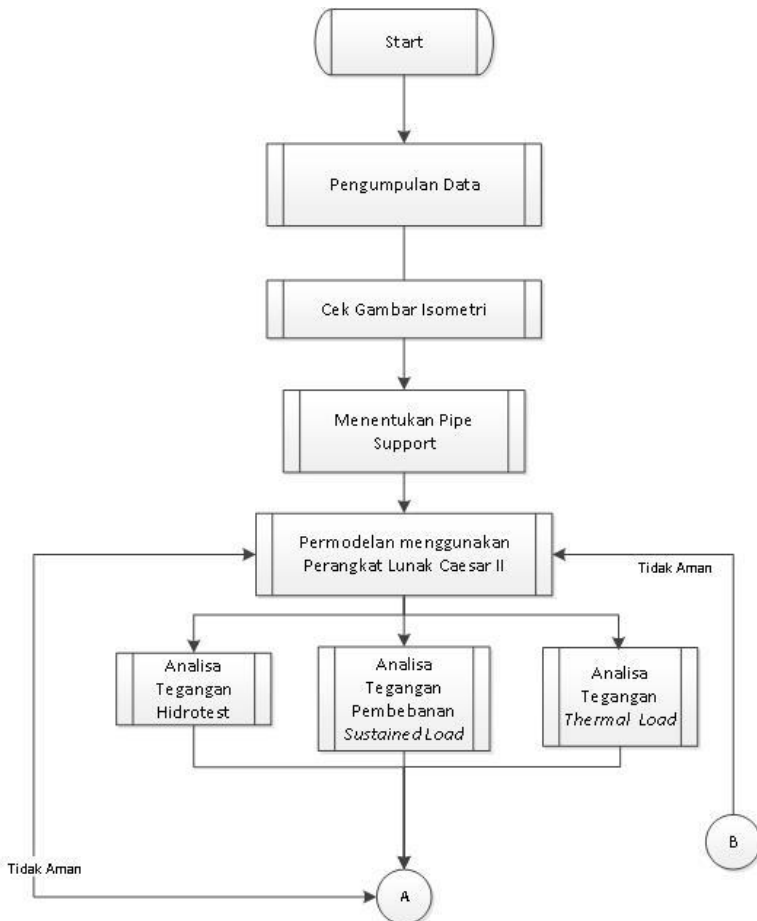
(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

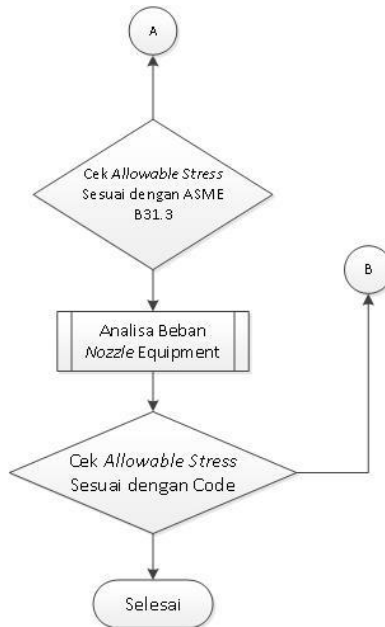


BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Percobaan

Adapun langkah langkah dalam tugas akhir ini dapat ditunjukkan pada diagram alir dibawah ini :





Gambar 3.1 Diagram Alir Percobaan

3.2 Penjelasan Diagram Alir Percobaan

- a) Pengumpulan data dan Informasi yang berkaitan dengan analisa sistem perpipaan JOB Pertamina – Medco Energi Senoro antara lain :
 - Gambar Isometric yang telah diuraikan dari gambar *Pipping and Instrument Diagram* (P&ID)
 - Data tentang Tegangan maksimum yang diijinkan pada *Pipping* dan *Pipe support*
 - Data mengenai Gaya maksimum dan momen maksimum yang terjadi pada *nozzle* pompa dan *Nozzle Vessel*
 - Dan Data lain yang dibutuhkan untuk analisis CAESAR II
- b) Cek Gambar Isometri, yaitu melihat gambar isometri untuk mendapatkan data yang dibutuhkan dalam perhitungan



CAESAR II seperti : Jenis Fluida, *Line number*, *Rating Class*, *pipe size*, *Operation Pressure*, *Operation Temperatur*, *Desaign Pressure*, *Desaign Temperatur*, *Density*, *SCH*, *Thickness*, *Pressure Test*, *Insulation Code*, *Insulation Thickness*, *PWHT*, *NDE (Non Destructive Examination / RadiographyTest)*

- c) Mencocokkan *Pipe support* sebagai acuan awal dalam memasukkan *pipe span* (jarak antar support) dari situ kemudian diperoleh jarak *pipe support* yang digunakan pada *critical line*, namun dari perhitungan tersebut belum tentu dapat dikatakan aman sehingga perlu dilakukan beberapa percobaan untuk memperoleh jumlah support yang optimal (*Piping handbook*) Penentuan berdasarkan percobaan menggunakan CAESAR II
- d) Memasukkan data mengenai system perpipaan pada line didalam CAESAR II. Tahap –tahap mendesain sebuah line pada CAESAR II adalah :
- Didesain line piping dengan memperhitungkan NPS pipa, tebal pipa, temperature ambient, *fluid density*, tebal insulasi, Material pipa, *rating class* pipa
 - Menggambar model system perpipaan yang meyambung dengan Komponen seperti *Vessel* dan Pompa. Data yang dibuthkan pada tahap ini adalah *Vessel Outside diameter*, *vessel thickness*, letak *Nozzle* dan dimensinya, *rating class*, *corrosion allowance*, *Vessel Outlet Max operating temperature*, *Vessle outlet min Temperatur*, *Vessel dasign temperaur*, *Vessle design Pressure*.
 - Kemudian pada system perpipaan tersebut digambarkan komponen perpipaan yang terdapat pada line, seperti *valve*, *flange*, *elbow*, *reducer*, *tee*. Dalam memasukkan komponen perpipaan tersebut juga diperhitungkan berat komponen tersebut dan dimensinya juga.
 - Memasukkan node pada system pipa
 - Memasukkan jenis pipe support yang akan digunakan dan pipe span (jarak support)



- e) Menganalisa tegangan, yang terjadi pada masing-masing pipe support dengan Variasi Pembebanan menggunakan perangkat lunak CAESAR II. Dalam operasinya piping terdapat berbagai macam jenis load yang terjadi pada sistem perpipaan, Antara lain :

1. Kondisi Hidrotest

$$HYD = W_w + HP \quad (3.1)$$

Keterangan :

HYD = Beban kondisi *Hidrotest*

W_w = Berat pipa berisi air

HP = Tekanan Hidrostatik

2. Kondisi Sustain

$$SUS = W + P1 \quad (3.2)$$

Keterangan:

SUS = Beban kondisi Sustain

W = Berat Pipa

P1 = Tekanan Desain

3. Kondisi Thermal Load (*Ekspansi*)

Kondisi pada sebuah system perpipaan yang dianalisis mengalami pembebanan thermal saja.

$$EXP = OPE - SUS \quad (3.3)$$

Dimana,

EXP = Kondisi Ekspansi

OPE = Kondisi Operasi

SUS = Kondisi Sustain



- f) Kemudian mencocokkan data yang diperoleh dengan Allowable stress yaitu batasan tegangan yield pada ASME B31.3 , jika ada salah satu pipe support yang memiliki Tegangan yang melebihi batas allowance maka akan dilakukan pemodelan ulang pipe support
- g) Analisa beban *Nozzle* berupa Gaya dan Moment pada equipment yaitu pada *Vessel* dan Pompa menggunakan CAESAR II
- h) Kemudian mencocokkan data yang diperoleh dengan data allowable stress yang ada pada Code Vendor, jika ada salah satu nozzle yang memiliki Tegangan yang melebihi batas allowance maka akan dilakukan pemodelan ulang pipe support
- i) Kesimpulan dan saran

3.3 Data Sistem Perpipaan

Data Sistem pipe pada line *High Pressure Vent* sebagai berikut :

NPS	: 20
Schedule	: 20
Diameter Outside	: 20 Inch/ 508 mm
Diameter Inside	: 19,25 Inch/ 488,94 mm
Material	: <i>Carbon Steel</i>
Desain Pressure	: 100
Desain Temperatur	: 220 °F
Pressure Operasi	: 54 psig
Temperatur Operasi	: 80 °F
Rating	: 150
Fluid Density	: 0.45 lb/ft ³
Test Pressure	: 150 psig
Fluida	: <i>Hidrocarbon Gas</i>

Data Sistem pipe pada line *High Pressure Vent Menuju Vessel* sebagai berikut :

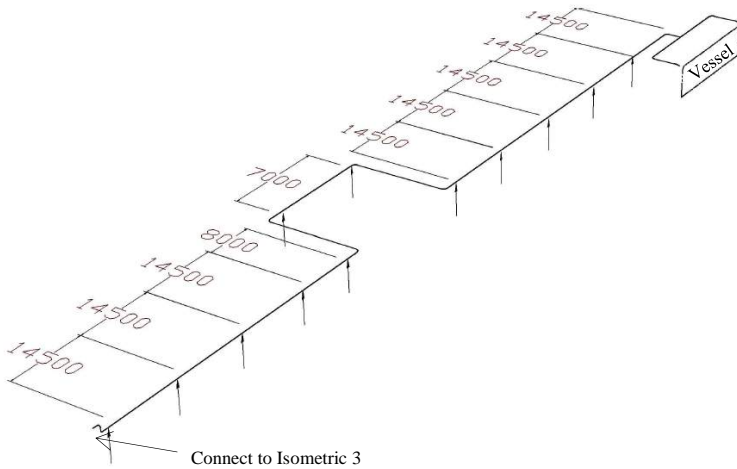
NPS	: 24
-----	------



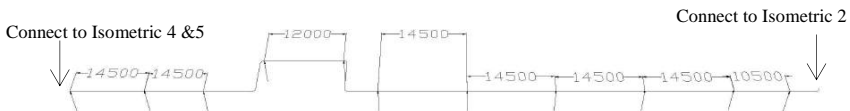
Diameter	: 24 Inch
Diameter Outside	: 24 Inch/ 610 mm
Diameter Inside	: 23,3 Inch/ 488,94 mm
Material	: <i>Carbon Steel</i>
Desain Pressure	: 100
Desain Temperatur	: 220 °F
Pressure Operasi	: 54 psig
Temperatur Operasi	: 80 °F
Rating	: 150
Fluid Density	: 0.45 lb/ft ³
Test Pressure	: 150 psig
Fluida	: <i>Hidrocarbon Gas</i>

[illegible]

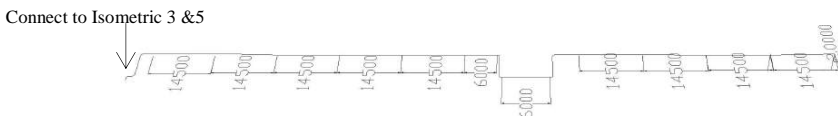
55



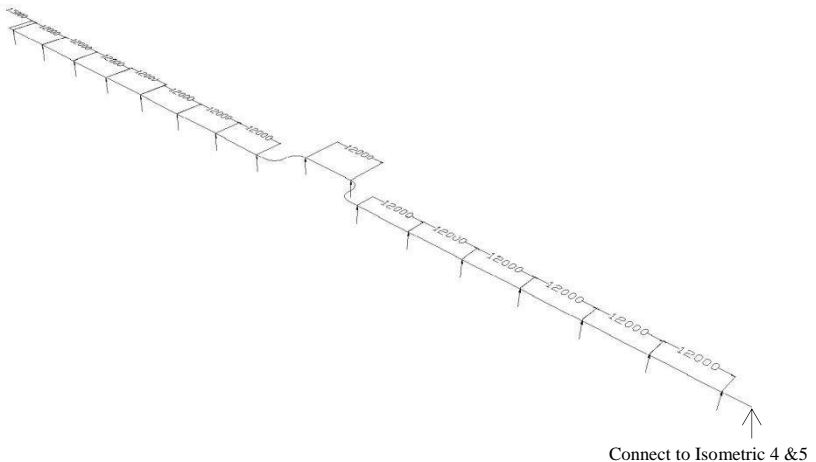
Gambar 4. 3 Gambar Sistem pipa Isometric 2



Gambar 4. 4 Gambar Sistem pipa Isometric 3



Gambar 4. 5 Gambar Sistem pipa Isometric 4



Gambar 4. 6 Gambar Sistem pipa Isometric 5

4.2 Jarak Antar Support

Dengan mengasumsikan Simple Support Beam menggunakan batasan Defleksi dan Maksimum stress. Hasil keduanya dibandingkan dan penentuan allowable span dipilih pada hasil hitungan allowable span yang paling kecil.

Untuk menentukan Allowable Span pipa 20 Inch , yang pertama dilakukan adalah menghitung berat pipa seperti pada tabel 4.1 dibawah.



- Berat Pipa 20"

Tabel 4.1 Tabel Panjang dan Berat Pipa 20 Inch

Equipment	Jumlah	Panjang	Jumlah x Panjang (m)	Berat (kg)
PIPA	1	17,8	17,8	5425,618
BALL VALVE	1	0,914	0,914	1650
FLANGE	1	0,145	0,145	114
BLIND FLANGE	1	-	-	156
GASKET	2	-	-	4
PIPA	1	71,8	71,8	21885,36
90 ELBOW	2	0,762	1,524	290
PIPA	1	3,6	3,6	1097,316
90 ELBOW	2	0,762	1,524	290
45 ELBOW	1	0,318	0,318	71
90 ELBOW	1	0,762	0,762	145
PIPA	1	3,2	3,2	975,392
PIPA	1	84,8	84,8	25847,89
FLANGE	1	0,145	0,145	115
BLIND FLANGE	1	-	-	156
GASKET	1	-	-	2
PIPA	1	24,5	24,5	7467,845
90 ELBOW	4	0,762	3,048	580
PIPA	1	38,8	38,8	11826,63
PIPA	1	66,2	66,2	20178,47
TOTAL			319,08	98277,51



$$\begin{aligned}\text{Weight} &= \frac{98277,51}{319,08} = 307,9995 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \\ &= 17,2471 \frac{\text{lb}}{\text{in}}\end{aligned}$$

- Section Modulus

Setelah menghitung Berat Pipa, tahap selanjutnya adalah menghitung Section Modulus/ Modulus Section, adapun hasilnya seperti pada tabel 4.2

$$z = \frac{1}{32} \pi \frac{do^4 - di^4}{do}$$

Tabel 4.2 Tabel Modulus Section

do (mm)	508
di (mm)	488,94
z (mm ³)	1825518,92
z (in ³)	111,4

- Pipe Span Maksimum Stress

Kemudian menghitung Pipe Span dengan menggunakan batasan Maksimum Stress yang diperbolehkan pada pipa 20 Inch yaitu sebesar 20000 Psi. Sehingga diperoleh data pada tabel 4.3 dibawah.

$$L = \sqrt{\frac{10 Z Sh}{w}}$$



Tabel 4.3 Tabel data Allowable Pipe Spa Maksimum Stress

Z	Modulus Section (in ³)	111,4
Sh	Allowable Stress in Hot Temperature (psi)	20000
W	Total Weight (lb/in)	17,24
L	Pipe Span (in)	1136,813
L	Pipe Span (m)	28,87505

Pada perhitungan Maksimum span menggunakan maksimum stress diperoleh panjang **28,87 meter** atau 1136,813 inch.

- Moment Intertia

Untuk menentukan Pipe Span menggunakan Maksimum Defleksi maka perlu perhitungan Momen Inersia, adapun Momen Inersia pada pipa 20 Inch terdapat pada tabel 4.4.

$$I = \frac{\pi}{64} (do^4 - di^4)$$

Tabel 4.4 Tabel Momen Inersia

do (mm)	508
di (mm)	488,94
do (in)	20
di(in)	19,24961
I (in ⁴)	1113,457

- Pipe Span Defleksi

Selanjutnya adalah menghitung besarnya Pipe Span dengan menggunakan Maksimum Defleksi yang diperbolehkan yaitu 0,492 In. Sehingga diperoleh hasil seperti pada Tabel 4.5.



$$L = \sqrt[4]{\frac{128 E I \Delta}{W}}$$

Tabel 4.5 Data Allowable Span Maksimum Defleksi

I	Moment Inertia (in ⁴)	1113,457
E	Modulus Elasticity (psi)	27700000
Δ	Deflection (in)	0,492
w	Total Weight (lb/in)	17,24
L	Pipe Span (in)	579,359
L	Pipe Span (m)	14,71572

Pada perhitungan Maksimum span menggunakan maksimum Defleksi diperoleh panjang **14,71 meter** atau 579,359 inch.

Dari kedua hasil perhitungan Allowable Span dengan menggunakan dua persamaan maksimum stress dan maksimum defleksi, maka untuk pipa 20” menggunakan maksimum allowable span hasil dari perhitungan maksimum defleksi karena didapatkan hasil panjang yang lebih pendek yaitu 14,71 meter.

Agar dapat mencapai parameter keamanan pemasangan Pipe Support sendiri tidak diletakkan pada jarak maksimum allowable span, hal ini sebagai *safety factor* agar tidak terjadi *Over stress* walaupun sudah masuk dalam jarak allowablenya, dalam hal ini Pemasangan Pipe Support untuk pipa 20 Inch menggunakan jarak antar support sejauh **12 Meter**

Untuk menentukan Allowable Span pipa 24 Inch, yang pertama dilakukan adalah menghitung berat pipa. Seperti pada tabel 4.6 dibawah ini.



- Berat Pipa 24"

Tabel 4.6 Tabel Panjang dan Berat Pipa 24 Inch

Equipment	Jumlah	Panjang	Jumlah x Panjang (m)	Berat (kg)
PIPA	1	39,7	39,7	16483,44
REDUCER	1	0,508	0,508	72
90 ELBOW	2	0,914	1,828	404
PIPA	1	7,8	7,8	3238,56
90 ELBOW	2	0,914	1,828	404
PIPA	1	45,1	45,1	18725,52
PIPA	1	16,3	16,3	6767,76
PIPA	1	2,3	2,3	954,96
90 ELBOW	1	0,914	0,914	202
45 ELBOW	2	0,381	0,762	144
PIPA	1	4,8	4,8	1992,96
PIPA	1	13	13	5397,6
PIPA	1	14,5	14,5	6020,4
PIPA	1	28,1	28,1	11667,12
PIPA	1	20,4	20,4	8470,08
90 ELBOW	3	0,914	2,742	202
PIPA	1	20,7	20,7	8594,64
90 ELBOW	2	0,914	1,828	404
PIPA	1	58,1	58,1	24123,12
90 ELBOW	1	0,914	0,914	202
PIPA	1	2,9	2,9	1204,08
FLANGE	1	0,153	0,153	155
BLIND	1	0	-	231



FLANGE				
GASKET	2	0	-	4
BALL VALVE	1	1,067	1,067	2200
PIPA	1	18,4	18,4	7639,68
PIPA	1	22,7	22,7	9425,04
90 ELBOW	3	0,914	2,742	606
PIPA	1	36,4	36,4	15113,28
90 ELBOW	1	0,914	0,914	202
PIPA	1	15,7	15,7	6518,64
PIPA	1	8,4	8,4	3487,68
PIPA	1	9,6	9,6	3985,92
90 ELBOW	1	0,914	0,914	202
PIPA	1	0,6	0,6	249,12
90 ELBOW	1	0,914	0,914	202
Total			403,528	165895,6

$$\begin{aligned}\text{Weight} &= \frac{165895,6}{403,528} = 411,112 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \\ &= 23,02 \frac{\text{lb}}{\text{in}}\end{aligned}$$

- Section Modulus

Setelah menghitung Berat Pipa, tahap selanjutnya adalah menghitung Section Modulus/ Modulus Section, adapun hasilnya seperti pada tabel 4.7

$$z = \frac{1}{32} \pi \frac{do^4 - di^4}{do}$$



Tabel 4.7 Modulus Section Pipa 24 Inch

do (mm)	610
di (mm)	590,94
z (mm ³)	2741590
z (in ³)	167,32

- Pipe Span Maksimum Stress

Kemudian menghitung Pipe Span dengan menggunakan batasan Maksimum Stress yang diperbolehkan pada pipa 20 Inch yaitu sebesar 20000 Psi. Sehingga diperoleh data pada tabel 4.8.

$$L = \sqrt{\frac{10 Z Sh}{w}}$$

Tabel 4.8 Data Allowable Pipe Span maksimum Stress Pada Pipa 24 Inch

Z	Modulus Section (in ³)	167,32
Sh	Allowable Stress in Hot Temperature (psi)	20000
W	Total Weight (lb/in)	23,02
L	Pipe Span (in)	1205,692
L	Pipe Span (m)	30,62457

Pada perhitungan Maksimum span menggunakan maksimum stress diperoleh panjang **30,62 meter** atau 1205,692 inch.



- **Moment Intertia**

Untuk menentukan Pipe Span menggunakan Maksimum Defleksi maka perlu perhitungan Momen Inersia, adapun Momen Inersia pada pipa 20 Inch terdapat pada tabel 4.9

$$I = \frac{\pi}{64} (do^4 - di^4)$$

Tabel 4.9 Momen Inersia pada pipa 24 Inch

do (mm)	610
di (mm)	590,94
do (in)	24,0157
di(in)	23,2654
I (in ⁴)	1946,17

- **Pipe Span Defleksi**

Selanjutnya adalah menghitung besarnya Pipe Span dengan menggunakan Maksimum Defleksi yang diperbolehkan yaitu 0,492 In. Sehingga diperoleh hasil seperti pada Tabel 4.10.

$$L = \sqrt[4]{\frac{128 E I \Delta}{W}}$$

Tabel 4.10 Pipe Span Pipa 24 Inch dengan maksimum Defleksi

I	Moment Inertia (in ⁴)	1946,171
E	Modulus Elasticity (psi)	27700000
Δ	Deflection (in)	0,492
w	Total Weight (lb/in)	23,02
L	Pipe Span (in)	619,7016
L	Pipe Span (m)	15,74042



Pada perhitungan Maksimum span menggunakan maksimum Defleksi diperoleh panjang **15,74 meter** atau 619,70 inch.

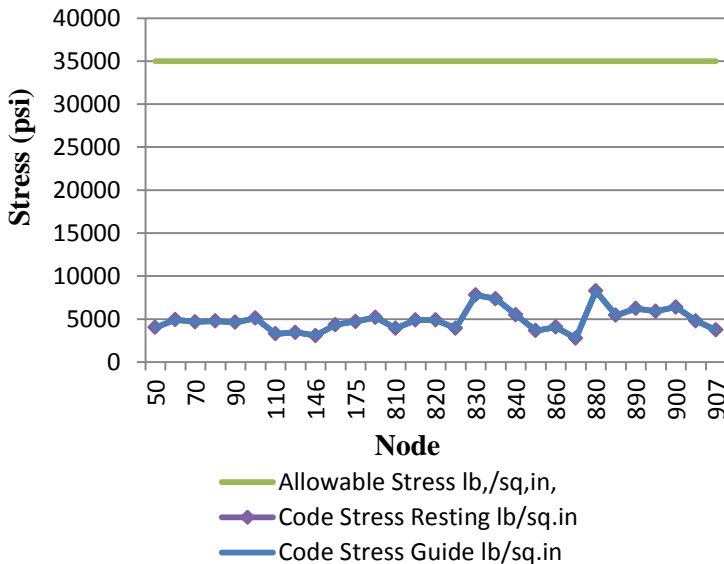
Dari kedua hasil perhitungan Allowable Span dengan menggunakan dua persamaan maksimum stress dan maksimum defleksi, maka untuk pipa 24" menggunakan maksimum allowable span hasil dari perhitungan maksimum defleksi karena didapatkan hasil panjang yang lebih pendek yaitu 15,74 meter.

Agar dapat mencapai parameter keamanan pemasangan Pipe Support sendiri tidak diletakkan pada jarak maksimum allowable span, hal ini sebagai *safety factor* agar tidak terjadi *Over stress* walaupun sudah masuk dalam jarak allowablenya, dalam hal ini Pemasangan Pipe Support untuk pipa 24 Inch menggunakan jarak **14,5 Meter**.

4.3 Hasil Perhitungan CAESAR II

4.3.1 Hidrotest Load

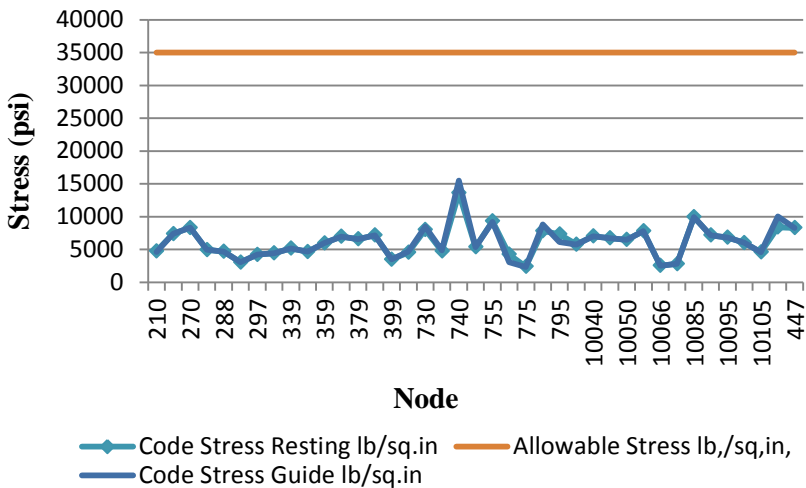
Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Hidrotest Load untuk pipa 20 Inch terdapat pada tabel 6.1 dilampiran 1. Untuk distribusi tegangan pipa 20 inch kondisi Hydrotest Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.1, gambar 6.7 dan gambar 6.13. Dari hasil Hidrotest pipa 20 Inch perhitungan CAESAR II diperoleh grafik gambar 4.7 seperti dibawah ini :



Gambar 4.7 Grafik Hasil Stress Hydrotest Load Dengan Support Resting pada Pipa 20 Inch

Pada pipa 20 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support menghasilkan stress yang sangat besar melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B yaitu sebesar 35.000 psi. Namun, jika pipa 20 Inch tersebut diberi dengan support Resting maupun guide pada jarak allowable span yang sudah ditentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan.

Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Hidrotest Load untuk pipa 24 Inch terdapat pada tabel 6.3 dilampiran 1. Untuk distribusi tegangan pipa 20 inch kondisi Hydrotest Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.4 dan gambar 6.10. Dari hasil Hidrotest perhitungan CAESAR II diperoleh grafik gambar 4.8 seperti dibawah ini :

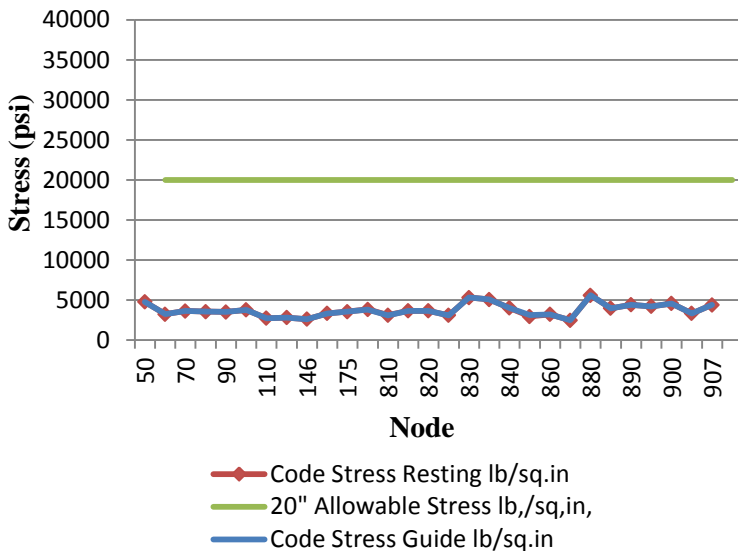


Gambar 4.8 Hasil Stress Hydrotest dengan Suppoert Resting pada pipa 24 Inch

Pada pipa 24 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support menghasilkan stress yang sangat besar melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B yaitu sebesar 35.000 psi. Namun, jika pipa 24 Inch tersebut diberi dengan support Resting maupun guide pada jarak allowable span yang sudah dtentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan.

4.3.2 Sustained Load

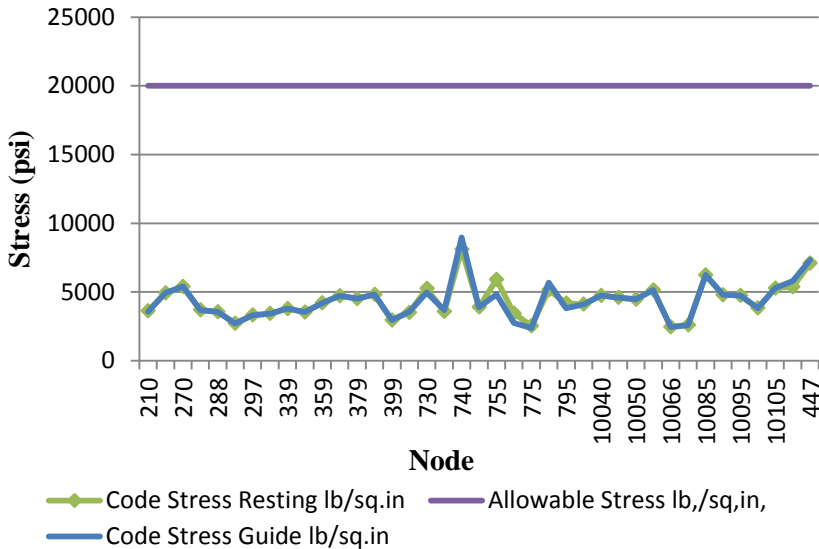
Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Sustained Load untuk pipa 20 Inch terdapat pada tabel 6.2 dilampiran 1. Untuk distribusi tegangan pipa 20 inch kondisi Sustained Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.2, gambar 6.8 dan gambar 6.14. Dari hasil Sustained Load pipa 20 inch perhitungan CAESAR II diperoleh grafik gambar 4.9 seperti dibawah ini :



Gambar 4.9 Hasil Sustained Load dengan Support Resting pada Pipa 20 Inch

Pada pipa 20 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support menghasilkan stress yang sangat besar melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B pada kondisi *Hot Condition* (Temperatur Operasi) yaitu sebesar 20.000 psi. Namun, jika pipa 20 Inch tersebut diberi dengan support Resting maupun guide pada jarak allowable span yang sudah ditentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan.

Sedangkan untuk pipa 24 Inch terdapat pada tabel 6.4 dilampiran 1. Untuk distribusi tegangan pipa 20 inch kondisi Sustained Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.5 dan gambar 6.11. Dari hasil Sustained Load perhitungan CAESAR II diperoleh grafik Gambar 4.10 seperti dibawah ini :



Gambar 4.10 Hasil Sustained Load dengan Support Resting pada Pipa 24 Inch

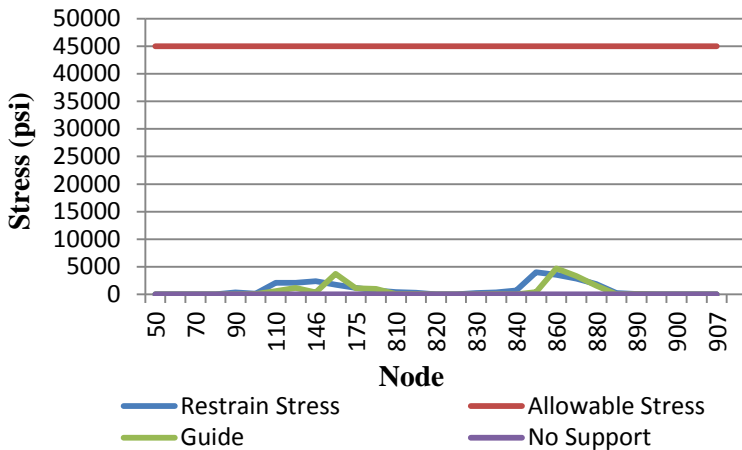
Pada pipa 24 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support menghasilkan stress yang sangat besar melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B pada kondisi *Hot Condition* (Temperatur Operasi) yaitu sebesar 20.000 psi. Namun, jika pipa 24 Inch tersebut diberi dengan support Resting maupun guide pada jarak allowable span yang sudah ditentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan.

4.3.3 Thermal Expansion Load

Pada pipa 20 Inch dengan Kondisi Operasi Temperatur Desain 220°F diperoleh hasil perhitungan CAESAR II yang terdapat pada tabel 6.5, dilampiran 1. Dari hasil Thermal Load



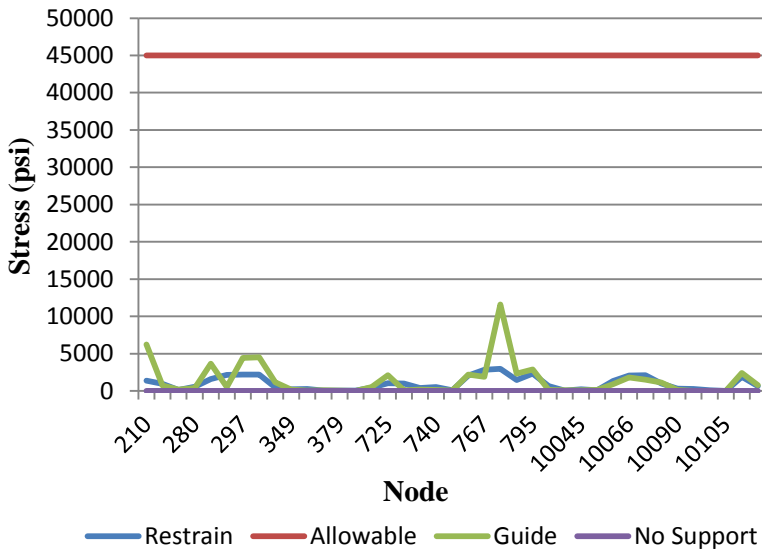
perhitungan CAESAR II diperoleh grafik gambar 4.11 seperti dibawah ini :



Gambar 4.11 Stress Thermal Expansion pada pipa 20 Inch

Pada Kondisi Thermal Stress Load pipa 20 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support tidak menghasilkan stress , sedangkan keika diberi support Resting akan menghasilkan stress namun tidak melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B. begitupula, jika pipa 20 Inch tersebut diberi dengan support Guide pada jarak allowable span yang sudah ditentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan. Untuk distribusi tegangan pipa 20 inch kondisi Thermal Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.3, gambar 6.9 dan gambar 6.15.

Pada pipa 24 Inch dengan Kondisi Operasi Temperatur 220°F diperoleh hasil perhitungan CAESAR II yang terdapat pada tabel 6.6, dilampiran 1. Dari hasil Thermal Load perhitungan CAESAR II diperoleh grafik gambar 4.12 seperti dibawah ini :



Gambar 4.12 Hasil Stress Thermal Load pada pipa 24 Inch

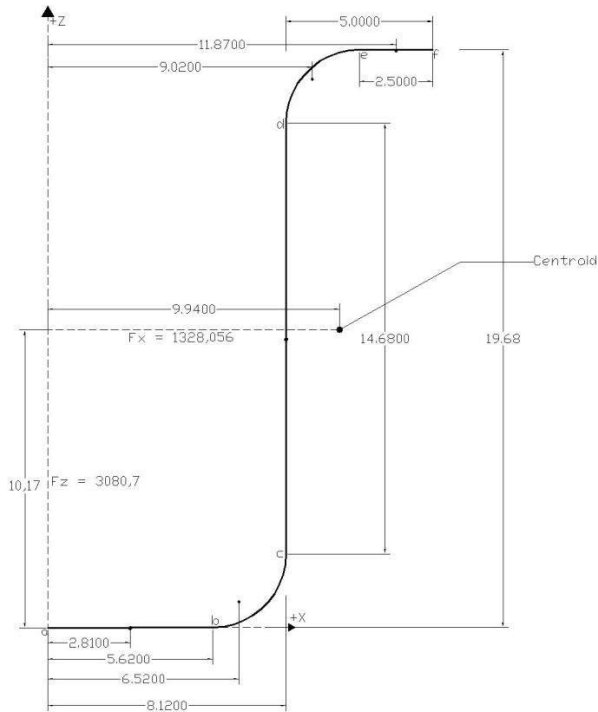
Pada Stress Kondisi Thermal Load pipa 24 Inch dengan material A106B terlihat dalam tabel bahwa pipa yang tidak memiliki support tidak menghasilkan stress, sedangkan keika diberi support Resting akan menghasilkan stress namun tidak melebihi batasan Allowable Stress pada jenis material pipa A106B. begitupula, jika pipa 24 Inch tersebut diberi dengan support Guide pada jarak allowable span yang sudah dtentukan sebelumnya, maka besaran stress yang terjadi berada dibawah allowable Stress yang diijinkan. Untuk distribusi tegangan pipa 24 inch kondisi Thermal Load dapat lihat di lampiran 2 gambar 6.6 dan gambar 6.12.



4.4 Hasil Perhitungan Manual

4.4.1 Hasil Perhitungan Manual Thermal Load

Adapun segmen yang diambil berada pada node 146 dan node 175, dengan kondisi diberi support Resting yang terproyeksi dengan sumbu X dan Z, dan kondisi Temperatur 220 °F seperti pada gambar berikut ini.



Gambar 4. 13 Segmen Node 145 – 170

Untuk menentukan Momen Bending yang terjadi pada Segmen Node 145-170 Menggunakan Metode Centroid. Adapun penentuan centroid terdapat pada tabel 4.11.



Tabel 4.11 Penentuan Centroid

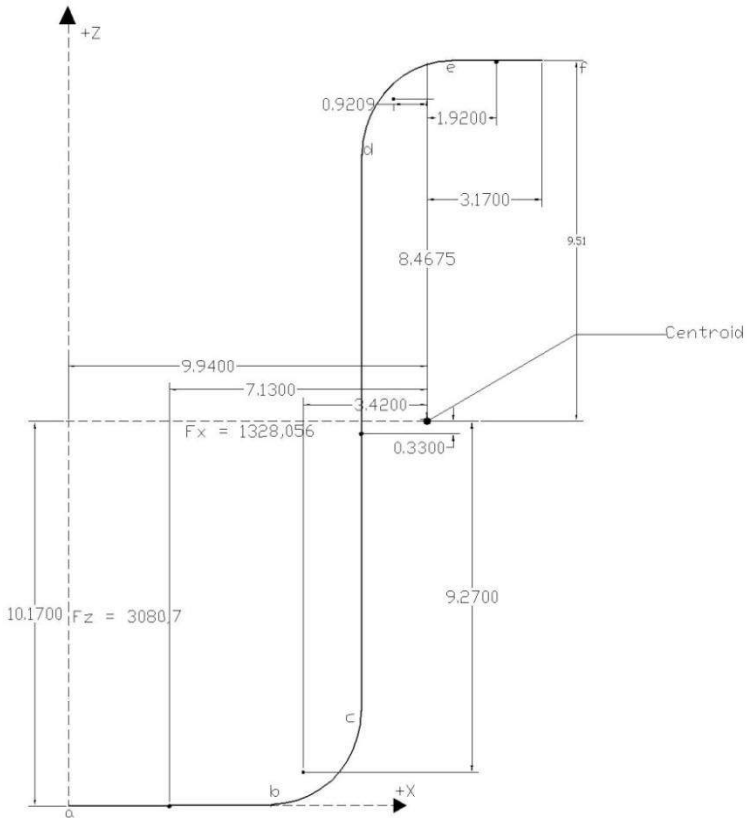
	Equation	Length (ft)	X'	Lx'	Z'	Lz'
ab	2.17	5,62	2,81	15,7641	0	0
bc	2.18	$1,57.3,77.2,5$ $=14,79$	6,52	96,4308	0,9	5,969025
cd	2.17	14,68	8,12	119,2016	9,84	144,4512
de	2.18	$1,57.3,77.2,5$ $=14,79$	9,02	133,4058	18,7	124,0231
ef	2.17	13,12	11,87	155,7344	19,68	258,2016
TOTAL		52,38		520,5367		532,6449

Untuk menentukan Titik tengah (Centroid) total Lx dibagi dengan Total x, dan Total Lz dibagi dengan z, Sehingga diperoleh titik tengah (Centroid), seperti pada tabel 4.12 dibawah

Tabel 4.12 Titik Centroid

X	9,94
Z	10,17

Setelah menemukan titik tengah (Centroid), maka tahap selanjutnya adalah menentukan jarak Centre Of Gravity dengan titik Tengah (Centroid). Seperti pada gambar 4.14 dibawah



Gambar 4. 14 Jarak antara Centroid dengan Centre Of Gravity

Kemudian menentukan *Moment of Inertia* , momen inersia I_{xz} seperti pada tabel 4.13 dibawah :

Tabel 4.13 Penentuan *Product Of Inertia*

Ixz			
	Equation	Equation	Lz'
ab	2.19	5,62.-7,13.-10,17	406,79
bc	2.20	$(3,77 \times 2,14) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times -3,42 \times -9,27$	477,19
cd	2.19	14,68 x -1,82 x -0,33	8,82
de	2.20	$(-3,77 \times 2,14) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times -0,92 \times 8,53$	-124,19
ef	2.19	13,12 x 1,92x 9,51	239,56
TOTAL			1008,17

Setelah menentukan Momen inersia Ixz, tahap selanjutnya menentukan momen inersia Ix, Seperti pada tabel 4.14 dibawah :

Tabel 4.14 Penentuan *Momen Inertia* Sumbu x

Ix			
	Equation	Equation	Lz'
ab	2.21	$5,62 \times (-10,17)^2$	581,27
bc	2.23	$3,77 \times (0,149 \times (2,5)^3) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times (-9,27)^2$	1280,35
cd	2.22	$(14,68)^3/12 + 14,68 \times (-0,33)^2$	265,23
de	2.23	$3,77 \times (0,149 \times (2,5)^3) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times (-8,53)^2$	1085,44
ef	2.21	$13,12 \times (9,51)^2$	1186,57
TOTAL			4398,86

Setelah menentukan Momen inersia Ix, tahap selanjutnya menentukan momen inersia Iz, Seperti pada tabel 4.15 dibawah :

Tabel 4.15 Penentuan *Momen Inertia* Sumbu z

Iz			
	Equation	Equation	Lz'
ab	2.22	$(5,62)^3/12 + 5,62 \times (-7,13)^2$	300,50
bc	2.24	$3,77 \times (0,149 \times (2,5)^3) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times (-3,42)^2$	181,85
cd	2.21	$14,68 \times (-0,33)^2$	1,60
de	2.24	$3,77 \times (0,149 \times (2,5)^3) + 1,57 \times 3,77 \times 2,5 \times (8,53)^2$	1085,44
ef	2.22	$(13,12)^3/12 + 13,12 \times (1,92)^2$	197,42
TOTAL			1766,80

Sehingga diperoleh data sebagai berikut :

Tabel 4.16 Data untuk Menghitung Gaya pada Centroid

c	187,2
Ip	1114
Lx	13,12
Lz	19,68
Ixz	1008,17
Ix	4398,86
Iz	1766,8

Keterangan:

- C = Konstanta (ITT Grinnel)
Ip = Momen Inertia (In^4)
Lx = Panjang Pipa terhadap sumbu x (In)
Lz = Panjang pipa terhadap sumbu z (In)
Ixz = *Product Of Inertia*
Ix = Moment Inertia Sumbu x Centroid
Iz = Moment Inertia Sumbu z Centroid



Dengan menggunakan persamaan (2.25), dan (2.26) untuk menentukan F_x dan F_z maka diperoleh,

$$F_x = \frac{I_z L_x + I_{xz} L_z}{I_x I_z - (I_{xz})^2} c I_p$$

$$F_x = \frac{1766,80 \cdot 13,12 + 1008,17 \cdot 19,68}{4398,86 \cdot 1766,80 - (1008,17)^2} 187,2 \cdot 1114$$

Sehingga diperoleh $F_x = 1328,056$

$$F_z = \frac{I_x L_z + I_{xz} L_x}{I_x I_z - (I_{xz})^2} c I_p$$

$$F_z = \frac{4398,86 \cdot 19,68 + 1766,80 \cdot 13,12}{4398,86 \cdot 1766,80 - (1008,17)^2} 187,2 \cdot 1114$$

Sehingga diperoleh $F_z = 3080,705$

Tabel 4.17 Hasil Gaya yang terjadi pada Centroid

F_x	1328,056
F_z	3080,705

Tahap berikutnya adalah menentukan momen bending yang terjadi pada titik A, Node 170 dan Titik F, Node 146.

- Moment Bending dititik A (Node 170)

$$M_A = F_x \cdot y - F_z \cdot x$$

$$M_A = 3080,705 \cdot 9,94 - 1328,056 \cdot 10,17$$

$$M_A = 17115,88$$

- Moment Bending dititik F (Node 146)

$$M_F = F_z \cdot y + F_x \cdot x$$

$$M_F = 1328,056 \cdot 9,51 - 3080,705 \cdot 3,18$$

$$M_F = 22426,45$$



Untuk Menentukan Tegangan bending menggunakan persamaan 2.4, sehingga diperoleh hasil berikut :

- Tegangan Bending dititik A (Node 170)

$$Sb_A = \frac{M_A}{S_M}$$
$$Sb_A = \frac{17115,88 \times 12}{111,4}$$
$$Sb_A = 1843,721$$

- Tegangan Bending dititik F (Node 146)

$$Sb_F = \frac{M_A}{S_M}$$
$$Sb_F = \frac{22426,45 \times 12}{111,4}$$
$$Sb_F = 2415,776$$

Tahap selanjutnya adalah menentukan Besarnya stress Thermal Load seperti pada persamaan, sehingga untuk titik A atau node 170 diperoleh hasil berikut :

$$S_E = \sqrt{Sb^2 + 4 (St)^2}$$
$$S_E = \sqrt{(1843,721)^2 + 4 (0)^2}$$
$$S_E = 1843,72$$

Sedangkan untuk titik F atau node 146 diperoleh hasil berikut :

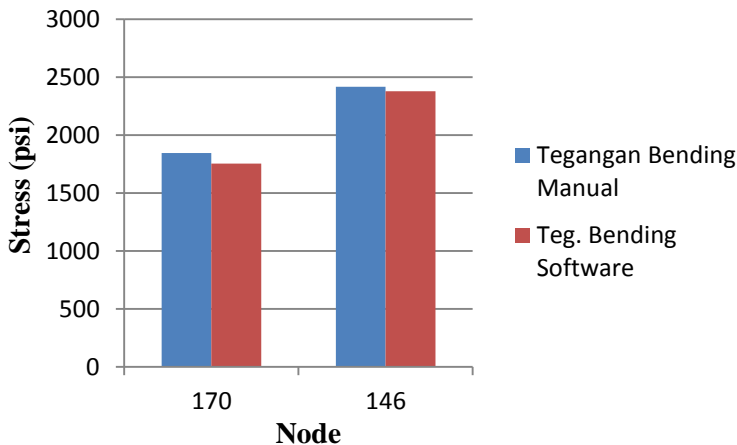
$$S_E = \sqrt{Sb^2 + 4 (St)^2}$$
$$S_E = \sqrt{(2415,776)^2 + 4 (0)^2}$$
$$S_E = 2415,776$$



Sehingga diperoleh hasil antara perhitungan CAESAR II dan Manual untuk Tegangan Bending terdapat pada tabel 4.18 dan grafik gambar 4.15 sebagai berikut :

Tabel 4.18 Perbandingan Perhitungan Teg. Bending Manual dan Software

Node	Titik	Teg. Bending Manual	Teg. Bending Software	Defiasi
170	A	1843,721	1753,6	-90,121
146	F	2415,776	2377,5	-38,276



Gambar 4. 15 Hasil perbandingan Tegangan Bending Manual dan Software

Terlihat bahwa perbandingan tegangan bending perhitungan manual dan perhitungan software mendekati sama, pada perhitungan manual didapat hasil **1843,72 psi** pada node 170 sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh



hasil sebesar **1753,6 psi** dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **90,121 psi**.

Sedangkan pada node 146 pada perhitungan manual diperoleh **2415,776 psi** sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh hasil sebesar **2377,5 psi** dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **38,276 psi**.

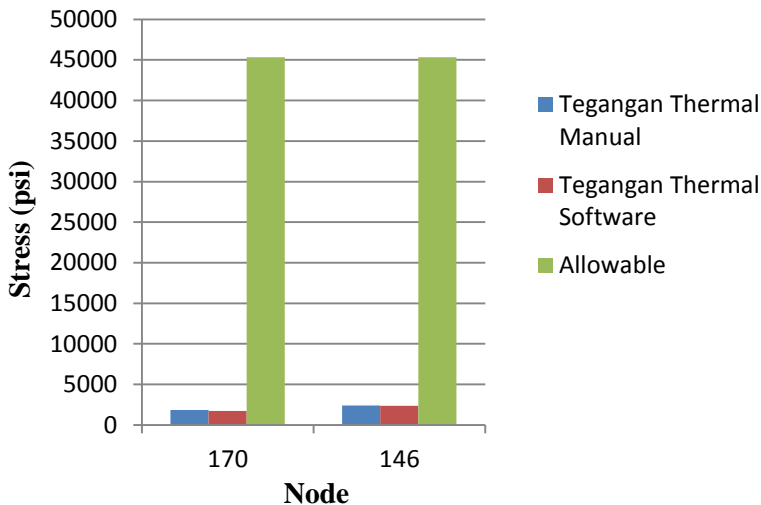
Tahap selanjutnya adalah menghitung allowable stressnya, berdasarkan persamaan 2.28, yaitu :

$$\begin{aligned} S \text{ ekspansi} &= f(1.25S_c + 0.255S_h) \\ &= 1 (1.25 \cdot 35000 + 0.25 \cdot 20000) \\ &= 48750 \end{aligned}$$

Sedangkan hasil antara perhitungan CAESAR II dan Manual untuk Stress Tegangan Termal terdapat pada tabel 4.19 dan grafik gambar 4.16 sebagai berikut :

Tabel 4.19 Perbandingan Perhitungan Teg. Termal Manual dan Software

Node	Titik	Teg. Thermal Manual	Teg. Thermal Software	Defiasi	Allowable
170	Sb A	1843,721	1752,6	-91,121	45000
146	Sb F	2415,776	2377,5	-38,276	45000



Gambar 4. 16 Hasil perbandingan perhitungan manual Stress Thermal Load dengan Software

Terlihat bahwa perbandingan tegangan *Thermal Load* perhitungan manual dan perhitungan software mendekati sama, pada perhitungan manual didapat hasil **1843,72 psi** pada node 170 sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh hasil sebesar **1752,6 psi** dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **91,121 psi**.

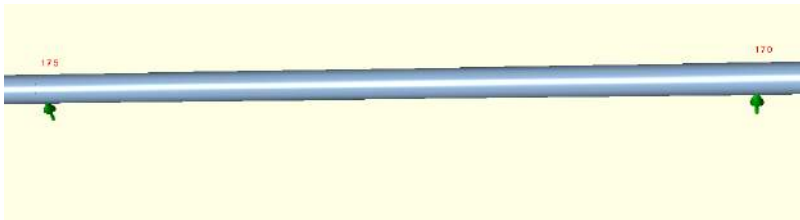
Sedangkan pada node 146 pada perhitungan manual diperoleh **2415,776 psi** sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh hasil sebesar **2377,5 psi** dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **38,276 psi**.

4.42 Hasil Perhitungan Stress Sustained Load

Adapun segmen yang diambil Untuk membuktikan perhitungan Stress Sustained Load hasil software dengan hasil manual pada pipa lurus node 170 sampai dengan 175, dengan asumsi distribusi berat yang merata. Untuk menghitung manual



sustained load maka sesuai dengan ASME B31.3 dipengaruhi sesuai dengan persamaan 2.16, yaitu Sustained load dipengaruhi oleh Tegangan Axial, Tegangan Bending, dan Tegangan Torsi. Nilai dari tegangan akibat gaya *axial* pada setiap segmen pipa adalah sama dikarenakan gaya *axial* yang diakibatkan oleh *pressure* sama pada setiap segmen. Formula yang digunakan untuk menghitung tegangan axial sesuai dengan persamaan 2.3.



Gambar 4. 17 Segmen node 170-175

$$S_A = \frac{F_a}{A_m} = \frac{P \cdot A_i}{A_m}$$

Hasil perhitungan Tegangan Axial pada pipa 20 Inch seperti pada tabel 4.20 dibawah:

Tabel 4.20 Hasil Perhitungan Tegangan Axial pipa 20 Inch

20 "	Pipe Eksternal Diameter (mm)	508
	Pipe Internal Diameter (mm)	488,94
	Ai (mm ²)	187664
	Ao (mm ²)	202580
	Am (mm ²)	14916
	Ai (in ²)	7388,3
	Am (in ²)	587,26
	P (psi)	100



	S_A	1258,1
--	-------	--------

Sedangkan untuk menghitung Tegangan Bending diperlukan momen maksimum yang terjadi pada pipa hasilnya terdapat pada tabel 4.21, setelah mengetahui momen maksimum pipa maka selanjutnya adalah menghitung tegangan bending pada pipa hasil seperti pada tabel 4.22. Kemudian menghitung stress Sustained Load dengan persamaan 2.08, sehingga diperoleh hasil seperti pada tabel 4.23

- Menghitung Moment

$$M_{max} = \frac{W L^2}{10}$$

Tabel 4.21 Hasil Momen Maksimum

W (lb)	6,560856692
L (in)	472,4
Mmax	146413,2327

- Menghitung Tegangan Bending

$$S_b = \frac{M}{Z}$$

Tabel 4.22 Hasil Tegangan Bending

M (lb.in)	146413,2327
Z (lb ³)	111,4
Sb (lb. in) MANUAL	1314,4

- Menghitung Stress Sustained Load

$$\begin{aligned}
 S_B &= \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + (2St)^2} \\
 &= \sqrt{(|1258,1| + 1314,4)^2 + (2.0)^2} \\
 &= 2572,5
 \end{aligned}$$

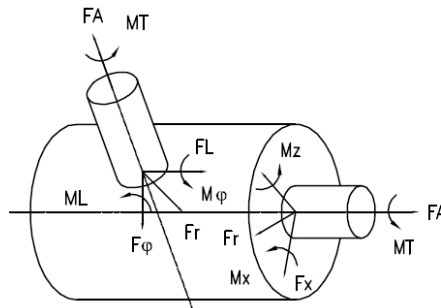


Tabel 4.23 Hasil Stress Sustained Load

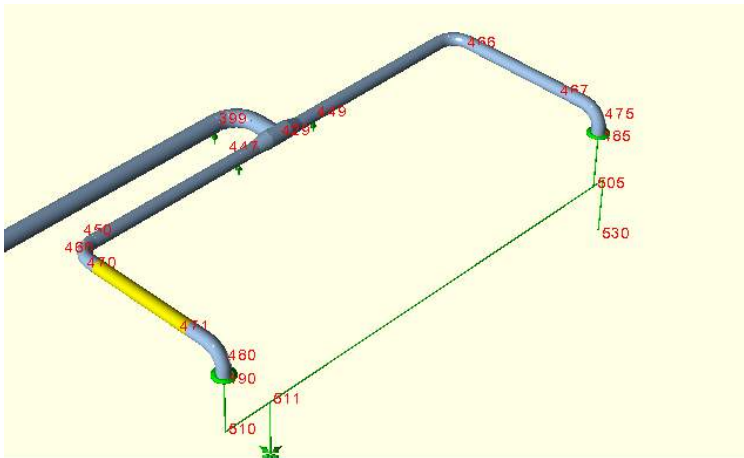
Node	Teg. Sustained Manual	Teg. Sustained Software	Defiasi	Allowable
170	2572,5	3338,1	765,6	20000

4.5 Hasil Nozzle Check

Vessel yang digunakan adalah vessel Horizontal dengan kode SNO-V-8023 yang menghubungkan pipa yang menyalurkan Hydrocarbon gas menuju Vent. Untuk analisa beban nozzle equipment ditinjau dari beberapa arah beban yang dapat terjadi, F_x adalah beban Longitudinal, F_h adalah beban Hoop, dan F_a adalah beban axial.



Gambar 4. 18 Arah Beban Axial, Longitudinal dan Tangensial



Gambar 4. 19 Pipa yang terhubung dengan Nozzle

Berdasarkan hasil perhitungan software CAESAR II diperoleh gaya dan moment yang terjadi pada nozzle equipment dengan kondisi Operasi dengan Temperatur 220 °F seperti pada tabel 4.24 dan tabel 4.25 dibawah :

Tabel 4.24 Hasil Beban pada Nozzle Check

Node	Kondisi	Jenis Support	Fx (lb)	Fh (lb)	Fa (lb)
499	Operating	Resting	985,45	953,86	2232,43
		Guide	751,85	979,88	2143,34
		Allowable	5952,48	4464,36	5952,48
496	Operating	Resting	-1593,61	1540,78	2942,27
		Guide	-2045,73	1561,12	3037,5
		Allowable	5952,48	4464,36	5952,48



Tabel 4.25 Hasil Moment pada Nozzle Check

Node	Kondisi	Jenis Support	ML (lb.in)	Mh (lb.in)	Ma (lb.in)
499	Operating	Resting	-1856,3	29068,72	-3665,77
		Guide	-1947,5	28610,37	-3472,87
		Allowable	22795,34	22795,34	26302,32
496	Operating	Resting	2993,91	37370,99	-2516,53
		Guide	3162,58	37508,64	-1601,07
		Allowable	22795,34	22795,34	26302,32

Nozzel Vessel terdiri dari node 499 dan 496, Dari hasil analisa software CAESAR II dengan kondisi Operasi, diperoleh bahwa ketika pipa diberi jenis support Resting Begitu pula dengan jenis support Guide dengan berbagai kondisi memenuhi batasan besarnya gaya dan moment yang terjadi tidak melebihi allowable yang diijinkan, kecuali pada moment Hoop atau arah tangensial melebihi batasan Allowable yang diijinkan. Maka dari itu perlu adanya penambahan support untuk membuat besaran moment hoop yang terjadi tidak melebihi batasan allowable yang diijinkan. Setelah penambahan Support pada pipa yang terhubung dengan Nozzle maka diperoleh besarnya Beban dan Moment seperi tabel 4.26 dan tabel 4.27.

Tabel 4.26 Hasil Beban Nozzle Setelah diberi tambahan Support

Node	Kondisi	Jenis Support	Fx (lb)	Fh (lb)	Fa (lb)
499	Operating	Fixed	523,37	-626,33	-2078,92
		Allowable	5952,48	4464,36	5952,48
496	Operating	Fixed	-1618,31	942,39	-5128,87
		Allowable	5952,48	4464,36	5952,48



Tabel 4.27 Hasil Momen Nozzle Setelah diberi tambahan Support

Node	Kondisi	ML (lb.in)	Mh (lb.in)	Ma (lb.in)
499	Operating	-7511,85	13057,92	423,81
		22795,34	22795,34	26302,32
496	Operating	-16812,3	17423,96	2289,14
		22795,34	22795,34	26302,32

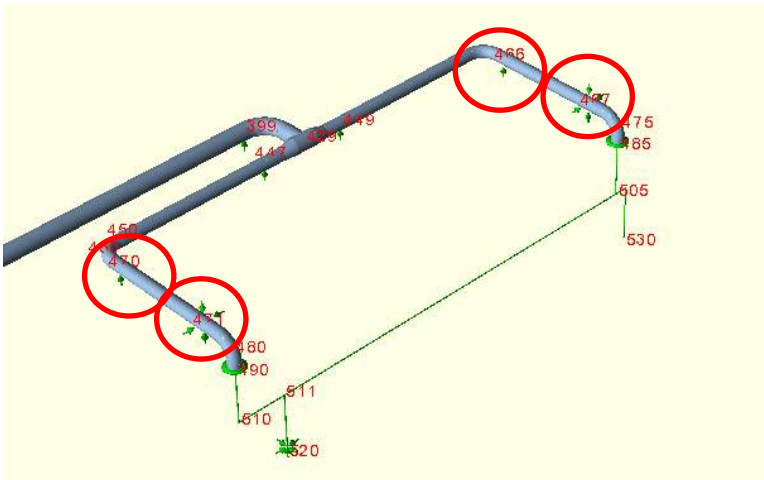
Adapun jumlah support yang ditambahkan adalah dua support dengan jenis Resting dan dua support dengan jenis Guide dan Resting, dan besarnya stress yang terjadi pada support tidak melebihi batasan allowable, yang tertulis pada tabel 4.28.

Tabel 4.28 Besarnya Stress yang terjadi pada Support yang baru

Kondisi Load	Jenis Support	Node	Code Stress	Allowable Stress
Hydrotest	Resting	466	2613,09	35000
	Guide +Resting	467	2258,13	35000
	Resting	470	2601,62	35000
	Guide +Resting	471	2347,69	35000
Sustained	Resting	466	2695,32	20000
	Guide +Resting	467	2474,57	20000
	Resting	470	364,25	20000
	Guide +Resting	471	235,34	20000
Thermal	Resting	466	1341,67	45231
	Guide	467	6114,53	45231



	+Resting			
	Resting	470	971,8	45231
	Guide			
	+Resting	471	3278,98	45231



Gambar 4. 20 Penambahan Support pada Pipa yang terhubung dengan Nozzle Vessel

4.6 Pembahasan

Pada perancangan *Pipe Support* penempatan posisi support ditentukan oleh desainer, dari posisi yang ada dihitung allowable spannya dan memvariasikan jenis support yang ada seperti jenis support Resting, Guide dan Resting.

Pada kondisi *Hydrotest Load* pipa 20 inch dan 24 inch yang dalam kondisi tanpa support stress yang terjadi melebihi batasan allowable yang diijinkan berdasarkan material yang digunakan yaitu A106B dengan batas 35.000 psi. Sedangkan jika diberi support Resting maka besaran stress yang terjadi tidak melebihi allowable yang diijinkan, semua berada dibawah batas allowablenya. Adapun baik jenis support Resting maupun Guide-



Resting memiliki besaran Stress yang sama, sehingga penggunaan keduanya aman. Besar stress hydrotest yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **13606.2 psi**, atau sebesar 38,9% dari allowable stress range.

Pada Kondisi *Sustained Load* pipa 20 inch dan 24 inch yang dalam kondisi tanpa support stress yang terjadi melebihi batasan allowable yang diijinkan berdasarkan material yang digunakan yaitu A106B dengan batas 20.000 psi. Sedangkan jika diberi support Resting maka besaran stress yang terjadi tidak melebihi allowable yang diijinkan, semua berada dibawah batas allowablenya. Adapun baik jenis support Resting maupun Guide-Resting memiliki besaran Stress yang sama, sehingga penggunaan keduanya aman. Besar stress *Sustained* yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **8106.1 psi**, atau sebesar 40,5% dari allowable stress range.

Dari hasil percobaan pada kondisi thermal load, pipe support jenis resting memiliki stress yang besar lebih banyak dibandingkan dengan pipe support jenis resting dengan guide. Hal ini terlihat pada Tabel 6.5 dan Tabel 6.6 dilampiran 1 tegangan terbesar dengan support Resting dengan Guide terjadi pada node 775 dengan nilai tegangan **11590,8 psi**, atau sebesar 25,9% dari allowable stress range. Sedangkan pada support jenis resting tegangan terbesar terjadi pada node 845 dengan nilai **3998,2 psi** atau sebesar 8,8% dari allowable stress range.

Untuk hasil nozzle check pada kondisi Thermal load besarnya moment arah longitudinal, moment hoop melebihi batasan allowable yang diijinkan untuk jenis support resting maupun jenis support guide, maka diberikan support untuk mengurangi besarnya moment, yaitu ditambah support pada 4 support pada pipa yang mendekati nozzle vessel dengan rincian 2 support Resting dan 2 Support Guide-Resting.

Perbandingan antara perhitungan manual dengan CAESAR untuk bending stress kondisi thermal load perhitungan manual didapat hasil **1843,72 psi** pada node 170 sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh hasil sebesar **1752,6**



psi dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **91,121 psi**. Sedangkan pada node 146 pada perhitungan manual diperoleh **2415,776 psi** sedangkan pada hasil software di posisi node yang sama diperoleh hasil sebesar **2377,5 psi** dengan defiasi jarak perbandingannya sebesar **38,276 psi**.

Dari analisa tegangan untuk berbagai kondisi pembebanan dan nozzle check pada equipment, didapat bahwa jenis support yang paling optimal dalam mengakomodir berbagai kondisi yang ada yaitu jenis Guide-Resting.



(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Pada hasil *Stress Hydrotest Load* di CAESAR II masing masing segmen node tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan yaitu 35000 psi. stress yang terjadi pada Hydrotest Load, yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **13606.2 psi**. Pada hasil *Stress Sustained load* di CAESAR II masing masing segmen node tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan yaitu 20000 psi, stress yang paling besar pada node 740 yaitu sebesar **8106.1 psi**. Pada hasil *Stress Thermal load* di CAESAR II masing masing segmen node menggunakan support Resting maupun Guide-Resting tidak ada yang melebihi batasan allowable stress yang diijinkan. stres yang paling besar terjadi pada jenis support Guide-Resting terjadi pada node 775 yaitu sebesar **11590,8 psi**.
2. Untuk hasil nozzle check pada kondisi Thermal load besarnya moment arah longitudinal, moment hoop melebihi batasan allowable yang diijinkan untuk jenis support resting maupun jenis support guide, maka diberikan support untuk mengurangi besarnya moment ,yaitu ditambah support pada 4 support pada pipa yang mendekati nozzle vessel.

5.2 Saran

Dari tugas akhir ini terdapat beberapa usulan dan masukan untuk dilakukan pada riset selanjutnya antara lain:

- Untuk perhitungan manual ekspansi thermal metode yang digunakan dapat diambil dari referensi lain selain ITT Grinnel. Seperti referensi karangan MW kellog sebagai pembanding.



Halaman Ini Sengaja Dikosongkan



DAFTAR PUSTAKA

- Agustinus, Donny. (2009). *Pengantar Piping Stress Analysis*. Jakarta : Entry Augustino Publisier.
- _____. ASME. (2012) . B31.3 *Process Piping*. New York : American Society of Mechanical Engineers.
- _____. ASME (1998). B16.5 *Pipe Flange and Flanged Fittings*. New York : American Society of Mechanical Engineers.
- Chamsudi, Ahmad. (2005). *Diktat – Piping Stress Analysis*. Jakarta : Chamsudi Copyright
- Grinel, ITT. (1981). *Piping Design and Engineering*. ITT Grinnell Industrial Piping Corporation, U.S.A.
- Kannappan, Sam. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- Nayyar, Mohinder L. (1973). *Piping Handbook Seventh Edition*. New York: McGraw-Hill
- Nugraha, Budi. (2012). *Piping and Pipeline Components*. Jakarta. Budi Nugraha Copyright
- Popov, E.P., Astamar, A. (1983) *Mekanika Teknik edisi kedua*. Jakarta. Erlangga.
- Smith, R. Paul and Van Laan, Thomas. (1987). *Piping and Pipe Support System Piping Handbook*. McGraw Hill Companies Inc., U.S.A.
- Tripatra. (2013). *SNO-P-INF-050, Rev B - Job Notes for Pipe Stress Analysis*. Jakarta. Tripatara Document.



Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

LAMPIRAN 1
HASIL CAESAR II

Tabel 6.1 Hasil CAESAR II pada Hidrotest Load pipa 20
Inch

20"					
Node	No Support		Resting		Allowable Stress lb./sq.in.
	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
50	2145.2	4032.4	2145.2	4032.4	35000.0
60	40992.1	42879.3	3035.5	4922.6	35000.0
70	114010.9	115898.1	2791.3	4678.5	35000.0
80	221201.8	223089.0	2887.6	4774.8	35000.0
90	362564.7	364451.8	2742.5	4629.7	35000.0
100	538099.6	539986.8	3232.5	5119.7	35000.0
110	747806.5	749693.7	1397.8	3284.9	35000.0
145	802708.7	804595.9	1562.3	3449.5	35000.0
146	1069664.8	1071552.0	1186.7	3073.9	35000.0
170	1163535.0	1165422.1	2453.8	4341.1	35000.0
175	1490599.4	1492486.6	2827.2	4714.5	35000.0
180	1851835.9	1853723.0	3325.0	5212.5	35000.0
810	5223807.5	5225694.5	2034.0	3917.2	35000.0

815	4627721.5	4629608.5	3010.2	4893.4	35000.0
820	4065807.3	4067694.5	3004.6	4891.0	35000.0
825	3538065.5	3539952.8	2051.1	3937.5	35000.0
830	3044495.8	3046383.0	5909.2	7796.2	35000.0
835	2343750.0	2345637.3	5472.4	7359.4	35000.0
840	1937581.0	1939468.3	3622.3	5509.4	35000.0
845	1492386.3	1494273.4	1776.3	3663.4	35000.0
860	1429337.9	1431225.0	2182.6	4069.7	35000.0
865	1072112.9	1074000.1	887.2	2774.4	35000.0
880	912286.4	914173.6	6384.3	8271.5	35000.0
885	634744.9	636632.0	3560.2	5447.3	35000.0
890	407096.8	408983.9	4338.3	6225.5	35000.0
895	229342.2	231229.4	4028.4	5915.5	35000.0
900	101481.2	103368.3	4498.6	6385.8	35000.0
905	23513.8	25400.9	2914.6	4801.8	35000.0
907	1854.7	3741.8	1853.7	3740.9	35000.0

Tabel 6.2 Hasil CAESAR II pada Sustained Load pipa
20 Inch

20"					
Node	NO SUPPORT		RESTING		Allowable Stress lb./sq.in.
	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
50	2145.2	4768.3	2145.2	4768.3	20000.0
60	40992.1	42183.5	3035.5	3247.2	20000.0
70	114010.9	99198.1	2791.3	3645.3	20000.0
80	221201.8	175812.0	2887.6	3558.0	20000.0
90	362564.7	272025.4	2742.5	3512.5	20000.0
100	538099.6	387838.1	3232.5	3783.7	20000.0
110	747806.5	523250.2	1397.8	2733.3	20000.0
145	802708.7	563345.4	1562.3	2827.9	20000.0
146	1069664.8	730412.7	1186.7	2614.1	20000.0
170	1163535.0	785221.1	2453.8	3338.1	20000.0
175	1490599.4	987908.4	2827.2	3552.3	20000.0
180	1851835.9	1210205.4	3325.0	3843.7	20000.0
810	5223807.5	3244261.3	2034.0	3114.0	20000.0
815	4627721.5	2887489.3	3010.2	3651.7	20000.0
820	4065807.3	2550318.0	3004.6	3655.9	20000.0
825	3538065.5	2232748.0	2051.1	3107.5	20000.0
830	3044495.8	1934779.4	5909.2	5320.9	20000.0
835	2343750.0	1509692.6	5472.4	5070.3	20000.0
840	1937581.0	1261863.0	3622.3	4009.3	20000.0
845	1492386.3	988562.4	1776.3	2950.5	20000.0
860	1429337.9	953324.1	2182.6	3210.7	20000.0
865	1072112.9	732247.1	887.2	2477.1	20000.0

880	912286.4	626473.3	6384.3	5593.5	20000.0
885	634744.9	449293.8	3560.2	3972.3	20000.0
890	407096.8	300730.8	4338.3	4424.9	20000.0
895	229342.2	180784.3	4028.4	4223.3	20000.0
900	101481.2	89454.2	4498.6	4582.4	20000.0
905	23513.8	26740.7	2914.6	3337.6	20000.0
907	1854.7	4389.7	1853.7	4389.2	20000.0

Tabel 6.3 Hasil CAESAR II pada Hidrotest Load pipa 24 Inch

24					
Node	No Support		Resting		Allowable Stress lb./sq.in.
	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
210	1491811.9	7693784.0	2438.3	4743.3	35000.0
240	507370.4	7564498.5	5075.2	7370.4	35000.0
270	874421.0	7598061.5	6012.0	8303.4	35000.0
280	2084838.1	7830589.0	2658.8	4950.1	35000.0
288	2760249.3	8037021.0	2393.4	4681.8	35000.0
296	3115247.3	7653694.0	755.3	3043.7	35000.0
297	3692953.8	7906635.0	1916.2	4204.6	35000.0
329	12035198.0	11418307.0	2147.3	4435.7	35000.0
339	4098690.5	8601362.0	2866.1	5154.6	35000.0
349	5105008.5	9124143.0	2369.1	4657.7	35000.0
359	6127638.0	9733529.0	3667.4	5956.0	35000.0
369	7166579.0	10419134.0	4680.3	6969.0	35000.0
379	8532686.0	11402263.0	4285.4	6574.6	35000.0
389	9926008.0	12479464.0	4865.9	7155.1	35000.0
399	11346544.0	13636791.0	1192.7	3487.0	35000.0

725	12700069.0	14782289.0	2230.9	4526.6	35000.0
730	7425875.0	7675326.5	5725.7	8015.4	35000.0
735	6562512.0	6843212.0	2427.7	4717.5	35000.0
740	5726363.0	6045686.0	11317.6	13606.2	35000.0
750	5189516.5	5539644.5	3072.8	5361.3	35000.0
755	4398539.5	4806249.5	7019.5	9307.9	35000.0
767	4129609.3	4443892.0	1940.1	4228.5	35000.0
775	11372467.0	8687051.0	99.8	2388.2	35000.0
790	3240877.5	3768698.3	5523.6	7812.0	35000.0
795	9513039.0	7390741.0	5167.1	7316.0	35000.0
10035	1569682.1	1572023.0	3472.0	5758.4	35000.0
10040	1277860.6	1280203.0	4723.1	7009.5	35000.0
10045	1014743.8	1017088.2	4443.5	6731.5	35000.0
10050	778841.1	781188.5	4185.1	6473.4	35000.0
10051	570152.5	572504.7	5507.2	7795.5	35000.0
10066	489285.2	496142.8	240.4	2528.8	35000.0
10067	423429.2	430978.5	498.4	2786.8	35000.0
10085	344127.9	346462.3	7642.5	9930.9	35000.0
10090	199129.8	201464.2	4865.4	7153.8	35000.0
10095	104270.8	106605.2	4520.6	6809.0	35000.0
10100	36625.9	38960.4	3731.6	6020.0	35000.0
10105	2946.0	5280.4	2277.9	4566.3	35000.0
445	10719.8	13048.3	6648.9	8384.9	35000.0
447	30163680.0	35372340.0	6547.8	8276.0	35000.0

Tabel 6.4 Hasil CAESAR II pada Sustained Load pipa
24 Inch

24"					
Node	NO SUPPORT		RESTING		Allowable Stress lb./sq.in.
	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Bending Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
210	1491811.9	7693784.0	1285.2	3629.0	20000.0
240	507370.4	7564498.5	2578.7	4917.1	20000.0
270	874421.0	7598061.5	3068.8	5405.1	20000.0
280	2084838.1	7830589.0	1354.7	3691.2	20000.0
288	2760249.3	8037021.0	1222.3	3557.3	20000.0
296	3115247.3	7653694.0	382.1	2717.5	20000.0
297	3692953.8	7906635.0	977.7	3312.9	20000.0
329	12035198.0	11418307.0	1095.0	3429.5	20000.0
339	4098690.5	8601362.0	1461.6	3796.1	20000.0
349	5105008.5	9124143.0	1208.2	3542.7	20000.0
359	6127638.0	9733529.0	1870.3	4204.9	20000.0
369	7166579.0	10419134.0	2386.7	4721.6	20000.0
379	8532686.0	11402263.0	2185.8	4520.7	20000.0
389	9926008.0	12479464.0	2479.9	4815.6	20000.0
399	11346544.0	13636791.0	614.4	2950.2	20000.0
725	12700069.0	14782289.0	1173.0	3509.6	20000.0
730	7425875.0	7675326.5	2910.5	5246.9	20000.0
735	6562512.0	6843212.0	1240.5	3575.6	20000.0
740	5726363.0	6045686.0	5771.2	8106.1	20000.0
750	5189516.5	5539644.5	1567.2	3902.1	20000.0
755	4398539.5	4806249.5	3579.8	5914.4	20000.0
767	4129609.3	4443892.0	989.4	3439.0	20000.0

775	11372467.0	8687051.0	50.7	2531.2	20000.0
790	3240877.5	3768698.3	2817.4	5159.4	20000.0
795	9513039.0	7390741.0	2451.5	4183.4	20000.0
10035	1569682.1	1572023.0	1770.7	4104.8	20000.0
10040	1277860.6	1280203.0	2408.7	4742.7	20000.0
10045	1014743.8	1017088.2	2265.9	4600.8	20000.0
10050	778841.1	781188.5	2134.7	4469.6	20000.0
10051	570152.5	572504.7	2807.0	5142.0	20000.0
10066	489285.2	496142.8	122.9	2462.0	20000.0
10067	423429.2	430978.5	255.4	2594.3	20000.0
10085	344127.9	346462.3	3900.6	6235.0	20000.0
10090	199129.8	201464.2	2455.4	4789.8	20000.0
10095	104270.8	106605.2	2414.5	4748.9	20000.0
10100	36625.9	38960.4	1488.5	3822.9	20000.0
10105	2946.0	5280.4	2946.1	5280.5	20000.0
445	10719.8	13048.3	3612.7	5381.9	20000.0
447	30163680.0	35372340.0	4726.8	7093.0	20000.0

Tabel 6.5 Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Thermal Expansion untuk pipa 20 Inch

20"				
Node	No Support	Resting	Guide	Allowable Stress lb./sq.in.
	Code Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
50	0.0	0	0	45000
60	0.0	10,3	1,1	45000
70	0.0	20,5	2,2	45000

80	0.0	14,9	8,6	45000
90	0.0	356,4	7,2	45000
100	0.0	144	68,9	45000
110	0.0	2116,9	613,8	45000
145	0.0	2132,5	1201,8	45000
146	0.0	2377,5	373,3	45000
170	0.0	1753,6	3761,8	45000
175	0.0	1191,6	1143,3	45000
180	0.0	716,2	980,7	45000
810	0.0	449,2	102,8	45000
815	0.0	331,6	75,3	45000
820	0.0	18	18,9	45000
825	0.0	51,6	18,8	45000
830	0.0	238,6	28,3	45000
835	0.0	374	65,4	45000
840	0.0	718,8	32,2	45000
845	0.0	3998,2	430,3	45000
860	0.0	3539,9	4747,9	45000
865	0.0	2873,4	3332,1	45000
880	0.0	1906,3	1580,2	45000
885	0.0	250,7	41,8	45000
890	0.0	61,7	70,1	45000
895	0.0	1,2	25	45000
900	0.0	5,7	1,9	45000
905	0.0	1,7	0,5	45000
907	0.0	0	0	45000

Tabel 6.6 Hasil Perhitungan software CAESAR II pada kondisi Thermal Expansion untuk pipa 24 Inch

24"				
Node	No Support	Resting	Guide	Allowable Stress lb./sq.in.
	Code Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	Code Stress lb./sq.in.	
210	0.0	1399,6	6252,3	45000
240	0.0	937,6	747,7	45000
270	0.0	124,4	168,3	45000
280	0.0	584,2	406,9	45000
288	0.0	1609,7	3664,7	45000
296	0.0	2163,4	533,7	45000
297	0.0	2211,5	4411,5	45000
329	0.0	2213,4	4522,8	45000
339	0.0	480	1163,5	45000
349	0.0	234,6	199,5	45000
359	0.0	275,5	66,9	45000
369	0.0	34,2	75,5	45000
379	0.0	46,3	40,3	45000
389	0.0	60	15,3	45000
399	0.0	455,8	517,2	45000
725	0.0	1043,1	2095,2	45000
730	0.0	980,2	98,5	45000
735	0.0	379,8	177,8	45000
740	0.0	509,8	143,4	45000
750	0.0	107,7	34,9	45000
755	0.0	2061,8	2188	45000
767	0.0	2845,1	1881,3	45000

775	0.0	2977,4	11590,8	45000
790	0.0	1478,9	2327,4	45000
795	0.0	2339,5	2881,9	45000
10035	0.0	632,5	130,1	45000
10040	0.0	52,6	98,8	45000
10045	0.0	206,4	79,9	45000
10050	0.0	83,1	132,9	45000
10051	0.0	1351,3	891,5	45000
10066	0.0	2090,4	1806	45000
10067	0.0	2118,5	1514,9	45000
10085	0.0	995,3	1130,6	45000
10090	0.0	306,8	148,9	45000
10095	0.0	283,6	0,9	45000
10100	0.0	88	5,6	45000
10105	0.0	0	0	45000
445	0.0	1883,1	2413,2	45000
447	0.0	666,7	802,8	45000

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

LAMPIRAN 2

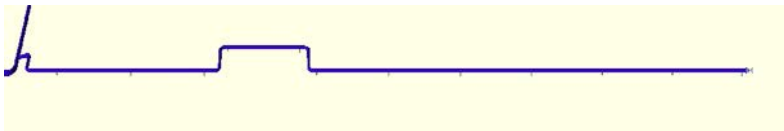
GAMBAR DISTRIBUSI TEGANGAN

Keterangan Warna, menunjukan presentase Stress :

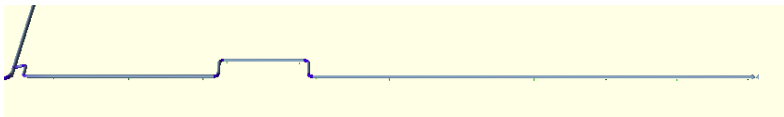
	0-9 %
	10-39%
	40-59%
	60-79%
	80-99%
	100 and diatasnya %



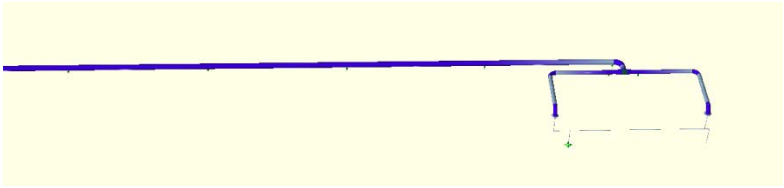
Gambar 6.1 Distribusi Stress pada Isometric 1 dengan Kondisi Hydrotest



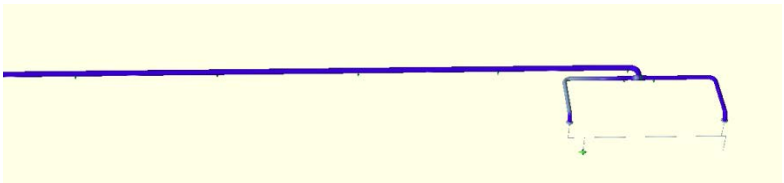
Gambar 6.2 Distribusi Stress pada ISometric 1 dengan kondisi Sustained



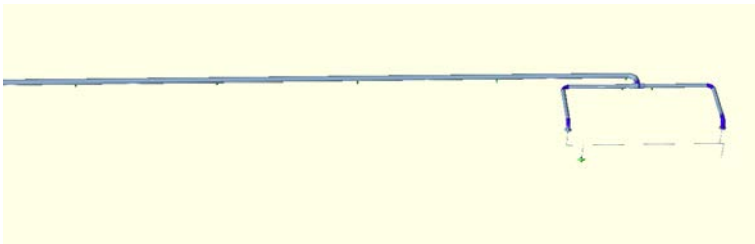
Gambar 6.3 Distribusi Stress pada Isometric 1 dengan kondisi Expanction



Gambar 6.4 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan Kondisi Hydrotest



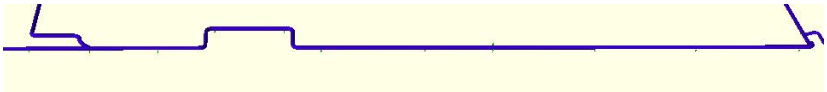
Gambar 6.5 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan kondisi Sustained



Gambar 6.6 Distribusi Stress pada Isometric 2 dengan kondisi Expantion



Gambar 6.7 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan Kondisi Hydrotest



Gambar 6. 8 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan kondisi Sustained



Gambar 6.9 Distribusi Stress pada Isometric 3 dengan kondisi Expantion



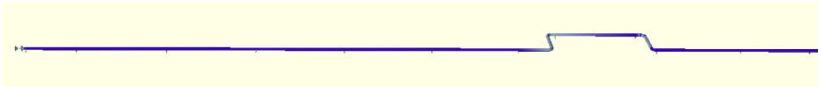
Gambar 6.10 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan Kondisi Hydrotest



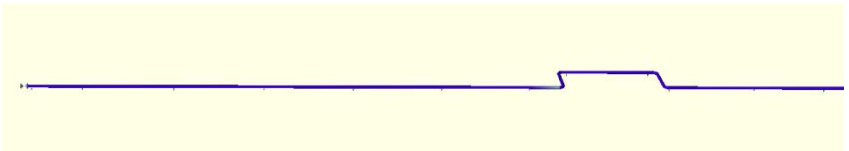
Gambar 6.11 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan kondisi Sustained



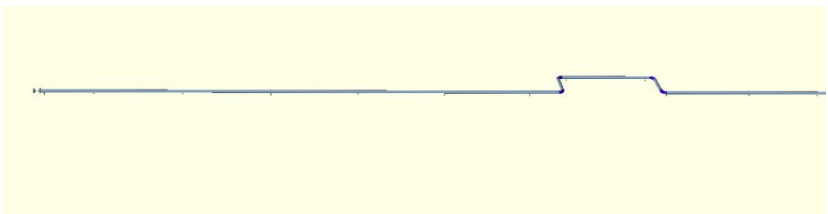
Gambar 6.12 Distribusi Stress pada Isometric 4 dengan kondisi Expansion



Gambar 6.13 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan Kondisi Hydrotest



Gambar 6.14 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan kondisi Sustained



Gambar 6. 15 Distribusi Stress pada Isometric 5 dengan kondisi Expansion

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan

LAMPIRAN 3

REFERENSI

(12) **Table A-1 Basic Allowable Stresses in Tension for Metals¹ (Cont'd)**
 Numbers in Parentheses Refer to Notes for Appendix A Tables; Specifications Are ASTM Unless Otherwise Indicated

Material	Spec. No.	Type/ Grade	UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size, in.	P-No. (S)	Notes	Specified					
								Min. Temp., °F (6)	Min. Strength, ksi Tensile	Yield	Min. Temp. to 100	200	300
Carbon Steel													
Pipes and Tubes (2)													
A285 Gr. A	A134	1	(Bb)(57)	B	45	24	15.0	14.7	14.2
A285 Gr. A	A672	A45	K01700	1	(57)(59)(67)	B	45	24	15.0	14.7	14.2
Butt weld Smls & ERW	API 5L	A25	1	(Ba)	-20	45	25	15.0	15.0	14.7
	API 5L	A25	1	(57)(59)	B	45	25	15.0	15.0	14.7
...	A179	...	K01200	1	(57)(59)	-20	47	26	15.7	15.7	15.3
Type F	A53	A	K02504	1	(Ba)(77)	20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A139	A	1	(Bb)(77)	A	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A587	...	K11500	1	(57)(59)	-20	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A53	A	K02504	1	(57)(59)	B	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A106	A	K02501	1	(57)	B	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A135	A	1	(57)(59)	B	48	30	16.0	16.0	16.0
...	A369	IPB	K02501	1	(57)	B	48	30	16.0	16.0	16.0
...	API 5L	A	1	(57)(59)(77)	B	48	30	16.0	16.0	16.0
A285 Gr. B	A134	1	(Bb)(57)	B	50	27	16.7	16.5	15.9
A285 Gr. B	A672	A50	K02200	1	(57)(59)(67)	B	50	27	16.7	16.5	15.9
A285 Gr. C	A134	1	(Bb)(57)	A	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A524	II	K02104	1	(57)	-20	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A333	1	K03008	1	(57)(59)	-50	55	30	18.3	18.3	17.7
...	A334	1	K03008	1	(57)(59)	-50	55	30	18.3	18.3	17.7
A285 Gr. C	A671	CA55	K02801	1	(59)(67)	A	55	30	18.3	18.3	17.7
A285 Gr. C	A672	A55	K02801	1	(57)(59)(67)	A	55	30	18.3	18.3	17.7
A516 Gr. 55	A672	C55	K01800	1	(57)(67)	C	55	30	18.3	18.3	17.7
A516 Gr. 60	A671	CC60	K02100	1	(57)(67)	C	60	32	20.0	19.5	18.9
A515 Gr. 60	A671	CB60	K02401	1	(57)(67)	B	60	32	20.0	19.5	18.9
A515 Gr. 60	A672	B60	K02401	1	(57)(67)	B	60	32	20.0	19.5	18.9
A516 Gr. 60	A672	C60	K02100	1	(57)(67)	C	60	32	20.0	19.5	18.9
...	A139	B	K03003	1	(Bb)	A	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A135	B	K03018	1	(57)(59)	B	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A524	I	K02104	1	(57)	-20	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A53	B	K03006	1	(57)(59)(67)	B	50	35	20.0	20.0	20.0
...	A106	B	K03006	1	(57)	B	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A333	6	K03006	1	(57)	-50	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A334	6	K03006	1	(57)	-50	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A369	IPB	K03006	1	(57)	-20	60	35	20.0	20.0	20.0
...	A381	Y35	1	...	A	60	35	20.0	20.0	20.0
...	API 5L	B	1	(57)(59)(77)	B	60	35	20.0	20.0	20.0

Gambar 6.16 Batas Allowable Stress pada material A106 grade B
 pada ASME B31.3

SECTION 5

Code Stresses

The following code stress values are supported by CAESAR II.

In This Section

Nomenclature	39
US Code Stresses	40
International Code Stresses	43
CAESAR II Verification and Validation Manual	50

Nomenclature

Use the nomenclature definitions below throughout CAESAR II unless a code section specifically provides a different definition.

A_m - Cross-sectional metal area in the pipe.

B_1 - Primary stress Index (component specific)

B_2 - Primary stress Index (component specific)

D_i - Internal diameter

D_m - Mean diameter

D_o - Outer diameter

d_T - Change in temperature

E - Elastic modulus

f - Cyclic reduction factor

F_t - Hoop stress design factor

F_{ax} - Axial force

FAC - A unitless factor used for a number of purposes depending on the piping code. For more information, see the *CAESAR II User's Guide*.

I - Stress Intensification factor

I_i - In-plane stress Intensification factor

I_o - Out-of-plane stress Intensification factor

k - Occasional load factor

M_a - Resultant moment due to weight and other sustained loadings

M_o - Resultant moment due to occasional loadings

M_c - Range of resultant moments due to expansion and displacement loadings

M_i - In-plane moment

M_o - Out-of-plane moment

P_i - Internal pressure

P_a - External pressure

R - Radius of pipe or bend

S_a - Axial stress

Code Stresses

- S_b - Bending stress
 S_c - Cold allowable stress (ambient or reference temperature)
 S_e - Equivalent stress (von Mises or Tresca)
 S_h - Hot allowable stress
 S_{hoop} - Hoop stress
 S_l - Longitudinal stress
 S_p - Longitudinal pressure stress
 S_s - Tangential shear stress
 S_t - Torsion stress
 S_u - Ultimate tensile strength
 S_y - Yield stress
 T - Temperature derating factor
 t_n - Nominal wall thickness
 Z - Pipe section modulus
 α - Coefficient of thermal expansion
 ν - Poisson's ratio

US Code Stresses

The US code-based stress equations and load case labels used by CAESAR II for actual and allowable stresses are shown below.

The load case recommendations made by CAESAR II are usually sufficient for code compliance. CAESAR II does not recommend occasional load cases. Occasional loads are unknown in origin and you must specify them.

Longitudinal Pressure Stress - S_p		
$S_p = PD_o / 4t_n$	Code approximation	
$S_p = PD_o^2 / (D_o^2 - D_i^2)$	Code exact equation, CAESAR II Default	
Operating Stress – unless otherwise specified		
$S = S_p + F_{su}/A_m + S_b$	< N/A	
B31.1		
$S_l = S_p + 0.75IM_y/Z$	< S_h	SUS
IM_y/Z	< $\sqrt{1.25(S_c + S_h) - S_l}$	EXP
$Sip + 0.75IM_x / Z + 0.75IM_y / Z$	< KS_h	OCC
B31.3		
$S = S_p + F_{su}/A_m + S_b$	< S_h	SUS
$(S_c^2 + 4St^2)^{1/2}$	< $\sqrt{1.25(S_c + S_h) - S_l}$	EXP

B31.5		
$S_t = S_{lp} + F_{ax}/A_m + S_b$	$< S_h$	SUS
$(S_b^2 + 4S_t^2)^{1/2}$	$< \eta[1.25(S_c + S_h) - S_t]$	EXP
$F_{ax}/A_m + S_b + S_{lp}$	$< kS_h$	OCC
$S_b = \{[(M_t)^2 + (M_o M_o)^2]^{1/2}\} / Z$		
B31.8		
<i>Restrained Pipe:</i>	<i>As defined in section 833.1</i>	
<i>Straight Pipe:</i>		
$\text{Max}(S_L, S_C)$	$< 0.9S_yT$	OPE, SUS
S_L	$< 0.9S_yT$	OCC
S_C	$< S_yT$	OCC
<i>All other components:</i>		
S_L	$< 0.9S_yT$	OPE, SUS, OCC
<i>Unrestrained Pipe:</i>	<i>As defined in section 833.1</i>	
S_L	$< 0.75S_yT$	SUS, OCC
S_E	$< \eta[1.25(S_c + S_h)] - S_L$	EXP
<i>Where:</i>		
$S_L = S_P + S_x + S_B$		
$S_P = 0.3S_{hoop}$	<i>Restrained Pipe</i>	
$S_P = 0.5S_{hoop}$	<i>Unrestrained Pipe</i>	
$S_x = R / A$		
$S_B = M_B / Z$	<i>Straight pipe</i>	
$S_B = M_E / Z$	<i>All other components</i>	
$M_B = \{[.75(M_t)^2 + (0.75M_o M_o)^2 + M_t^2]^{1/2}\}$		
$M_B = (M_t^2 + M_o^2)^{1/2}$		
$S_C = \text{Maximum of } [S_{hoop} - S_L]$		
or		
$[S_L^2 - S_L S_{hoop} + S_{hoop}^2]^{1/2}$		
$S_E = M_E / Z$		
$M_E = \{[0.75(M_t)^2 + (0.75M_o M_o)^2 + M_t^2]^{1/2}\}$		
<i>Where Continued:</i>		
$S_c = 0.33S_u$ (In the allowables)		
$S_h = 0.33S_uT$ (In the allowables)		
B31.8 Ch VIII		
Hoop Stress: S_{hoop}	$< F_t S_yT$	OPE, SUS, OCC


Longitudinal: $ S_L $	$< 0.8S_y$	OPE, SUS, OCC
Equivalent: S_e	$< 0.9S_y$	OPE, SUS, OCC
Where:		
F_t	Hoop Stress Design Factor	Table A842.22
T	Temp. Derating Factor	Table 841.116A
$S_{hoop} = (P_i - P_o)D/2t$		
$S_e = 2\{[(S_L - S_{hoop})/2]^2 + S_a^2\}^{1/2}$		
NOTE The Temperature Derating Factor (T) value must be entered in the S_{10} field in the CAESAR II Input.		
B31.11		
<i>Fully restrained pipe (FAC = 1.0):</i>		
$FAC E\alpha\Delta T - vS_{hoop} + S_{hoop}$	$< 0.9 S_y$	OPE
<i>Buried w/ soil restraints (FAC = 0.001)</i>		
<i>Only applies to OPE case if in axial compression</i>		
$F_{ax}/A_m - vS_{hoop} + S_b + S_{hoop}$	$< 0.9S_y$	OPE
<i>Fully above ground (FAC = 0.0):</i>		
<i>Only applies to OPE case if in axial compression</i>		
$ S_{ip} + F_{ax}/A_m + S_b + S_{hoop}$	$< 0.9S_y$	OPE
$(S_{ip} + S_b + F_{ax}/A_m)(1.0 - FAC)$	$< 0.75(.72)S_y$	SUS
$(S_b^2 + 4S_t^2)^{1/2}$	$< 0.75S_y$	EXP
$(S_{ip} + S_b + F_{ax}/A_m)(1.0 - FAC)$	$< 0.88S_y$	OCC
GPTC		
$S_{ip} + 0.75IM_s / Z$	$< S_y$	OPE
$S_{ip} + S_b$	$< 0.75S_y F_t$	SUS
$(S_b^2 + 4S_t^2)^{1/2}$	$< 0.72S_y$	EXP

International Code Stresses

The International code-based stress equations and load case labels used by CAESAR II for actual and allowable stresses are shown below.

The load case recommendations made by CAESAR II are usually sufficient for code compliance. CAESAR II does not recommend occasional load cases. Occasional loads are unknown in origin and you must specify them.

Stoomwezen		
$S_{ip} + 0.75IM_s / Z$	$< f$	SUS
IM_C / Z	$< f_s$	EXP
$S_{ip} + 0.75I(M_s + M_b) / Z$	$< 1.2f$	OCC

CODE11		
$S_1 = S_{fp} + F_{ax}/A_m + S_b$	$< S_b$	SUS
$(S_b^2 + 4S_2^2)^{1/2}$	$< \{[1.25(S_1 + S_b) - S_1]$	EXP
$S_{fp} + F_{ax}/A_m + IM_A / Z + IM_B / Z$	$< kS_b$	OCC
$S_b = \{[(IM_1)^2 + (I_b M_c)^2]^{1/2}\} / Z$		
Alternate Method:	Config switch set to TRUE.	
$S_1 = PD_y/4t + 0.75IM_A / Z$	$< S_b$	SUS
IM_C / Z	$< \{[1.25S_c + 0.25S_b]E_y/E_c$	EXP
$PD_y/4t + 0.75IM_A / Z + 0.75IM_B / Z$	$< kS_b$	OCC
[NOTE] Click Configure  or Tools > Configure/Setup to select the method.		
Canadian Z662		
<i>Fully restrained pipe (FAC = 1.0):</i>		
$ E_{ad}T - vS_{hoop} + S_{hoop}$	$< 0.9S_yT$	OPE
<i>Buried w/ soil restraints (FAC = 0.001):</i> Only if $F_{ax}/A_m - vS_{hoop}$ is compressive		
$ F_{ax}/A_m - vS_{hoop} + S_b + S_{hoop}$	$< S_yT$	OPE
<i>Fully above ground (FAC = 0.0):</i> For OPE case only if $S_b + F_{ax}/A_m$ is compressive		
$ S_{fp} + F_{ax}/A_m + S_b + S_{hoop}$	$< S_yT$	OPE
$0.5S_{hoop} + S_b$	$< S_yFLT$	SUS, OCC
$[S_b^2 + 4S_2^2]^{1/2}$	$< 0.72S_yT$	EXP
Where:		
F = Design Factor (clause 4.3.3.2)		
L = Location Factor (clause 4.3.3.3)		
T = Temperature Factor (4.3.3.5)		
Canadian Z662 Ch 11		
$S_b = (P_1 - P_2)D/2t_{min}$ if $(D/t > 20)$	$< FTS_y$	OPE, SUS, OCC
$S_b = (P_1 - P_2)(D_o^2 + D_i^2)/(D_o^2 - D_i^2)$	$< FTS_y$	OPE, SUS, OCC
if $(D/t < 20)$, use $t_{nominal}$		
$S_{eq} = (S_b^2 + S_1^2 - S_b S_1 + 3S_2^2)^{1/2}$	$< FTS_y$	OPE, SUS, OCC
use $t_{nominal}$		
Where:		
F = Design Factor (Table 11.1)		
T = Temperature Factor (Table 4.4)		

Norwegian		
$S_1 = PD_1^2 / E \pi (D_o^2 - D_i^2) + 0.75 M_A / Z$	$< S_h$	SUS
IM_C / Z	$< S_h + S_r - S_1$	EXP
$P_{max} D_1^2 / (E \pi (D_o^2 - D_i^2) + 0.75 (M_A + M_b) / Z$	$< 1.2 S_h$	OCC
Where:		
$S_r = \min(1.25 S_c + .25 S_h, F_r R_m - F_2)$	The latter applies to temps > 370 C; 425 C for Austenitic stainless steel	
or $F_r (1.25 R_1 + 0.25 R_2)$		
F_r = Cyclic Reduction Factor R_m = Permissible stress for 7000 cycles $R_1 = \min(S_c, 0.267 R_m)$ $R_2 = \min(S_h, 0.367 R_m)$ R_m = Ultimate tensile strength at room temp		
FDBR		
$S_1 = S_b + 0.75 IM_A / Z$	$< S_h$	SUS
IM_C / Z	$< \pi [1.25 (S_c + S_h) - S_1]$	EXP
$S_b + 0.75 IM_A / Z + 0.75 IM_b / Z$	$< 1.2 S_h$	OCC
BS 7159		
If S_x is tensile:		
$(S_x^2 + 4 S_b^2)^{1/2}$	$< S_h$	OPE
$(S_x^2 + 4 S_b^2)^{1/2}$	$< E \pi S_h$	OPE
If S_x is compressive:		
$S_x + \nu_b S_b$	$< E \pi S_h$	OPE
$ S_x $	$< 1.25 S_h$	OPE
Where:		
$S_x = PD_m / 4t + [(I_b M_1)^2 + (I_b M_2)^2]^{1/2} / Z$		
$S_b = S_x - F_x / A$		
If $F_x / A > PD_m / 4t$, and it is compressive:		
$S_x = MPD_m / 2t$	For Straight Pipe	
$S_x = MPD_m / 2t + [(I_b M_1)^2 + (I_b M_2)^2]^{1/2} / Z$	For Bends	
$S_x = MPD_m / 2t + [(I_b M_1)^2 + (I_b M_2)^2]^{1/2} / Z$	For Tees	
D_m and t are always for the run pipe		
$E \pi = E_b / E_x$		

UKOOA		
$\sigma_a^b(f_2/r) + PD_m / 4t$	$< f_1 f_2 \text{LTHS} / 2.0$	OPE
Where:		
σ_a^b = Axial Bending Stress due to mechanical loads		
f_1 = Factor of Safety for 97.5% confidence limit, usually 0.85		
f_2 = System factor of safety, usually 0.67		
$r = \sigma_a(0:1) / \sigma_a(2:1)$		
$\sigma_a(0:1)$ = Long-term Axial Tensile Strength in absence of pressure load		
$\sigma_a(2:1)$ = Long-term Axial Strength under only pressure loading		
LTHS = Long-term Hydrostatic Strength (hoop stress allowable)		
Det Norske Veritas (DNV)		
Hoop Stress: S_h	$< n_s \text{SMYS}$	OPE, SUS, OCC
Hoop Stress: S_h	$< n_b \text{SMTS}$	OPE, SUS, OCC
Longitudinal Stress: S_L	$< n \text{SMYS}$	OPE, SUS, OCC
Equivalent Stress: S_e	$< n \text{SMYS}$	OPE, SUS, OCC
Where:		
$S_h = (P_i - P_o)(D-t)/2t$		
n_s = Hoop Stress Usage Factor (Tables C1 and C2)		
n_b = Hoop Stress Bursting Factor (Tables C1 and C2)		
SMYS = Specified Minimum Yield Stress at Operating Temp.		
SMTS = Specified Minimum Tensile Strength at Operating Temp.		
S_L = Max. Longitudinal Stress		
n = Equiv. Stress Usage Factor (Table C4)		
$S_e = [S_h^2 + S_L^2 - S_h S_L + 3P^2]^{1/2}$		
EN-13480		
$P_o d_o / 4en + 0.75IM_A / Z$	$< k f_n$	SUS
$P_o d_o / 4en + 0.75IM_A / Z + IM_o / Z$	$< f_n + f_h$	EXP
$P_o d_o / 4en + 0.75IM_A / Z + 0.75IM_o / Z$	$< k f_n$	OCC
Alternate Option:		
$S_{bA} = [(IM_A)^2 + (IM_o)^2]^{1/2} / Z$	Due to Primary Loads	
$S_i = P_o d_o / 4en + S_{bA}$	$< k f_n$	SUS
$[S_o^2 + 4S_i^2]^{1/2} + S_i$	$< f_n + f_h$	EXP
$S_{bO} = [(IM_A)^2 + (IM_o)^2]^{1/2} / Z$	Due to Occasional Loads	
$P_o d_o / 4en + S_{bA} + S_{bO}$	$< k f_n$	OCC

HPGSL		
$S_1 = S_y + F_{ax}/A_m + S_b$	$< S_b$	SUS
$[S_b^2 + 4S_1^2]^{1/2}$	$< \eta[1.25(S_c + S_h) - S_1]$	EXP
$F_{ax}/A_m + S_b + S_y$	$< kS_b$	OCC
$S_b = [(lM_1)^2 + (l_0M_0)^2]^{1/2} / Z$		
$S_1 = [(lM_1)^2 + (l_0M_0)^2]^{1/2} / Z + F_{ax}/A_m $	$< S$	K1P
$S_a = 2[(lM_1)^2 + (l_0M_0)^2 + (M_1)^2]^{1/2} / Z$	$< 2 S_y$	K1S
Where:		
S = Minimum value of 0.6S _u and 0.9S _y if material is aluminum type		
- Minimum value of 0.6S _u , 0.6S _y , 0.9S _{yo} and S _y if material is austenite type		
- Minimum value of 0.6S _u , 0.6S _y , 0.9S _{yo} and 0.9S _y if material is other type		
S _u = Minimum tensile strength at room temperature		
S _y = Yield point or 0.2% endurance strength at the design temperature		
S _{yo} = Minimum yield point or 0.2% endurance strength at room temperature		
JPI		
$S_1 = S_y + F_{ax}/A_m + S_b$	$< S_b$	SUS
$(S_b^2 + 4S_1^2)^{1/2}$	$< \eta[1.25(S_c + S_h) - S_1]$	EXP
$F_{ax}/A_m + S_b + S_y$	$< kS_b$	OCC
$S_1 = [(lM_1)^2 + (l_0M_0)^2]^{1/2} / Z + F_{ax}/A_m $	$< S$	K1P
$S_a = 2[(lM_1)^2 + (l_0M_0)^2 + (M_1)^2]^{1/2} / Z$	$< 2 S_y$	K1S
Where:		
S = Minimum value of 0.6S _u and 0.9S _y if material is aluminum type		
- Minimum value of 0.6S _u , 0.6S _y , 0.9S _{yo} and S _y if material is austenite type		
- Minimum value of 0.6S _u , 0.6S _y , 0.9S _{yo} and 0.9S _y if material is other type		
S _u = Minimum tensile strength at room temperature		
S _y = Yield point or 0.2% endurance strength at the design temperature		
S _{yo} = Minimum yield point or 0.2% endurance strength at room temperature		
PD8010 Part 1		
Hoop Stress: S _h	$< eS_y$	OPE, SUS, OCC
Equivalent Stress: S _e	$< 0.9S_y$	OPE, SUS, OCC
Where:		
S _y = Specified min yield strength		
e = Weld joint factor		
$S_e = P(D_o^2 + D_i^2)/(D_o^2 - D_i^2)$		

$S_h = [S_h^2 + S_L^2 - S_h S_L + 3S_L^2]^{1/2}$ $S_L = M_T/2Z + 2F_s/A$ $M_T = \text{Torsional moment}$ $F_s = \text{Shear force}$ <p>Unrestrained:</p> $S_L = S_{ip} + IM/Z$ <p>Restrained:</p> <p>FAC = 1.0 (fully restrained):</p> $S_L = \nu S_h - E\alpha\Delta T$ <p>FAC = 0.001 (Buried w/soil restraints):</p> $S_L = F_{st}/A_{st} + S_h(1-\nu) + S_b$		
PD8010 Part 2 Hoop Stress: S_h < $f_{sh}S_y$ OPE, SUS, OCC Equivalent Stress: S_e < $f_{se}S_y$ OPE, SUS, OCC Where: f_{sh} = Hoop stress design factor per Table 2. f_{se} = Equivalent stress design factor per Table 2. $S_h = (P_e - P_i)(D_o^2 + D_i^2)/(D_o^2 - D_i^2)$ $S_h = [S_h^2 + S_L^2 - S_h S_L + 3S_L^2]^{1/2}$ $S_L = M_T/2Z + IM/Z$ $S_L = S_{ip} + IM/Z$		
RCC-M C&D $S_{ip} + 0.75IM_p/Z$ < S_h SUS IM_c/Z < $f[1.25(S_e + S_h) - S_i]$ EXP $S_{ipmax} + 0.75I(M_e + M_b)/Z$ < $1.2S_h$ OCC		
ISO 14692 ISO 14692 requires that the sum of all hoop stresses ($\sigma_{hi, sum}$) and the sum of all axial stresses ($\sigma_{ai, sum}$) be evaluated for all states of the piping system. CAESAR II evaluates these stresses for stress types OPE, SUS, and OCC. If the hoop stress is exceeded, the axial stress is not reported. Pipe: Fully Measured Envelope: $(\sigma_{hi(1,i)} \text{ and } \sigma_{ai(1,i)} \text{ Input})$ If: $\sigma_{hi, sum} \leq f_2 A_1 A_3 A_3 \sigma_{hi(2,i)}$ and if: $\sigma_{hi, sum} \leq f_2 A_1 A_3 A_3 \sigma_{hi(1,i)}$ then use:		

$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{a(0,1)} + [(\sigma_{a(1,1)} - \sigma_{a(0,1)}) / \sigma_{a(1,1)}] (\sigma_{h,um})$
If:	
$\sigma_{h,um}$	$\geq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{h(1,1)}$
then use:	
$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{a(1,1)} + [(\sigma_{a(2,1)} - \sigma_{a(1,1)}) / (\sigma_{h(2,1)} - \sigma_{h(1,1)})] [\sigma_{h,um} - f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{h(1,1)}]$
Simplified Envelope:	$(\sigma_{h(1,1)} \text{ and } \sigma_{a(1,1)} \text{ not input})$
$\sigma_{h,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{h(2,1)}$
and	
$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{a(0,1)} + [\sigma_{a(2,1)} - \sigma_{a(0,1)}] \sigma_{h,um} / \sigma_{h(2,1)}$
Joints and Bends:	
Simplified Envelope ($r \leq 1$):	
$\sigma_{h,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{qs}$
and	
$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 r \sigma_{qs} / 2 + (1-r) \sigma_{h,um} / 2$
Joints and Bends:	
Rectangular Envelope ($r \geq 1$):	
$\sigma_{h,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{qs}$
and	
$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 r \sigma_{qs} / 2$
Tees:	
Rectangular Envelope ($r = 1$):	
$\sigma_{h,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{qs}$
and	
$\sigma_{a,um}$	$\leq f_2 A_1 A_2 A_3 \sigma_{qs} / 2$
Where:	
f_2 =	Part Factor for Loading (default values listed from Table 3) 0.89 for Occasional Short-Term Loads 0.83 for Sustained Loads Including Thermal Loads 0.67 for Sustained Loads Excluding Thermal Loads
A_1 =	Partial Factor for Temperature
A_2 =	Partial Factor for Chemical Resistance
A_3 =	Partial Factor for Cyclic Service
σ_{qs} =	Qualified Stress (entered for bends, fittings, and joints)
$\sigma_{a(0,1)}$ =	Long-Term Axial Strength at 0:1 Stress Ratio
$\sigma_{a(1,1)}$ =	Long-Term Axial Strength at 1:1 Stress Ratio
$\sigma_{h(1,1)}$ =	Long-Term Hoop Strength at 1:1 Stress Ratio
$\sigma_{a(2,1)}$ =	Long-Term Axial Strength at 2:1 Stress Ratio
$\sigma_{h(2,1)}$ =	Long-Term Hoop Strength at 2:1 Stress Ratio
r =	BI-Axial Stress Ratio $2\sigma_{a(0,1)} / \sigma_{qs}$ (for simplified and rectangular

$\sigma_{a,sum}$	=	envelopes)
$\sigma_{h,sum}$	=	Sum of All Axial Stresses $\{(\sigma_{ap} + \sigma_{ab})^2 + 4\zeta^2\}^{1/2}$
σ_{ap}	=	Sum of All Hoop Stresses $\{\sigma_h^2 + 4\zeta^2\}^{1/2}$
σ_{ab}	=	Axial Pressure Stress
ζ	=	Axial Bending Stress
σ_h	=	Torsion Stress
		Hoop Stress

CAESAR II Verification and Validation Manual

The *CAESAR II Verification and Validation Manual* is a publicly available verification document. This manual briefly discusses current industry QA standards, the Intergraph CAS QA standard, a series of benchmark tests, and instructions for implementing QA procedures on your own hardware.

The benchmark test compares analysis results to published data by ASME and the NRC. Additional tests compare CAESAR II results to other industry programs.

For additional information on the manual, contact the sales department at sales.lcas@intergraph.com.

(Halaman Ini Sengaja Dikosongkan)

LAMPIRAN 4
BIODATA PENULIS



Parada Anugerah Pridyatama merupakan nama penulis, lahir di Kota Ciamis pada tanggal 19 Oktober 1992. Alamat asal Penulis berada di jalan Pakis Sidorejo 3/17 Surabaya. Dengan agama yang dianut adalah Islam. Penulis memiliki alamat email utama yaitu: parada.its@gmail.com. Penulis memiliki hoby bermain Dota dan Mulpilayer game lainnya.

Penulis merupakan anak Pertama dari dua bersaudara dan lair dari ayah dan ibu ,Priantono Soebekti, SH dan Widyastoeti S. Penulis telah menempuh pendidikan yaitu TK Ciwedey, Banjar Jawa Barat. Kemudian hijrah menuju Surabaya dan melanjutkan Studi di SDN Dukuh Kupang VI Surabaya, kemudian melanjutkan ke SMPN 6 Surabaya, dan melanjutkan tingkat Menengah atas di SMAN 4 Surabaya, dan kemudian pada tahun 2010 melanjutkan perkuliahan di Jurusan Teknik Material dan Metalurgi FTI-ITS melalui jalur PMDK Mandiri.

Penulis selama semester 8 telah magang di perusahaan PT. Tripatra dan mengambil topik Tugas Akhir yaitu Analisa Rncangan *Pipe Support* pada sistem perpipaan *High Pressure Vent* berdasarkan *Stress Analysis* dengan pendekatan *CAESAR II*.